

Luis Hernán Rodríguez Cisterna

**ANÁLISE DE UM SECADOR DE ERVAS FINAS
ASSISTIDO POR TERMOSSIFÕES**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de mestre em Engenharia Mecânica
Orientadora: Prof. Marcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.

Florianópolis
2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca
Universitária da UFSC.

Rodríguez Cisterna, Luis Hernán
Análise de um secador de ervas finas assistido por termossifões /
Luis Hernán Rodríguez Cisterna; orientadora Marcia Barbosa
Henriques Mantelli - Florianópolis, SC, 2014.
284 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Secagem. 3. Secadores.
4. Lei de Fick. 5. Termossifões. I. Mantelli, Marcia. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Luis Hernán Rodríguez Cisterna

**ANÁLISE DE UM SECADOR DE ERVAS FINAS
ASSISTIDO POR TERMOSSIFÕES**

Esta Dissertação foi julgada adequada para a obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 07 Março de 2014.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.
Coordenador do Programa

Banca Examinadora:

Prof. Marcia B.H. Mantelli, Dr^a.
Orientador/Presidente

Prof. Carmen Maria de Olivera Muller, Dr^a.

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr.

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.

Juma taki kullaka warmi
munata, Yuspayarpa Daniela.
munaskapunsmawa.
Para ti querida irmã e
esposa, muito obrigado
Daniela. Estou te amando
desde sempre.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Senhor da minha vida, reconheço que sem Ele eu nada sou e nada teria conseguido até hoje. A Ti ó meu Jesus, seja toda a glória. “Ó minha alma, espera silenciosa somente em Deus, porque dele vem a minha esperança. Só ele é a minha rocha e a minha salvação; é a minha fortaleza; não serei abalado. Em Deus está a minha salvação e a minha glória; Deus é o meu forte rochedo e o meu refúgio.” (Salmo 62:5-7).

À minha amada esposa Daniela, companheira fiel, amiga incondicional e irmã em Cristo. “As muitas águas não podem apagar o amor, nem os rios afogá-lo. Se alguém oferecesse todos os bens de sua casa pelo amor, seria de todo desprezado.” (Cantares 8:7).

À minha mãe Isabel, por me disciplinar com amor, e me entregar conhecimento da vida maior que qualquer outro conhecimento achado por mim na universidade até agora. A meu pai Luis por ser um homem honrado e trabalhador. A meus sogros Luisa e Oscar por me amar como um filho, aos meus irmãos (Alejandra, Carlos, Isabel, e Daniel), aos meus cunhados (Claudio, Alejandro, Viviana, Gabriel, Raul, e Jesús), aos meus sobrinhos (Katherine, Cecilia, Dayana, Claudia, Nazca, Génesis, Fabian, Amanda, Benjamin e Cristobal), e a toda minha grande família que está em Chile. Eu amo muito a todos vocês.

A todos meus irmãos em Cristo, que me consideraram sempre em suas orações, especialmente aos meus irmãos Ana, Ariel, Heloisa e à Sofia que vem a caminho, obrigado por fazer parte da minha vida, Deus lhes abençoe.

À professora Ph.D. Marcia Mantelli por sua orientação e confiança, destacando além da sua grande qualidade de pesquisadora sua maior qualidade como pessoa.

À Banca examinadora por os aportes realizados em este trabalho.

À CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior pela concessão da bolsa de mestrado.

À Leandro B. Gheno e a Baldo S.A. pela confiança, colaboração, conhecimento e apoio financeiro ao projeto.

A meus amigos e camaradas Franciene, Marcus, Alexandre, Juan, Nelsón, Gustavo, Estevan, Tiago e a cada um dos membros do laboratório, técnicos, professores, e IC, que desinteressadamente sempre me ajudaram em tudo quanto necessitei, e mais importante

ainda, sempre me fizeram sentir em casa apesar de estar longe do meu lar, Deus lhes abençoe.

Obrigado a todos vocês, e àqueles que não foram mencionados pelo nome, mas fazem parte disto. Vocês são uma prova de como Deus cuida de mim até nos mínimos detalhes. “Eu, na verdade, sou pobre e necessitado, mas o Senhor cuida de mim. Tu és o meu auxílio e o meu libertador; não te detenhas, ó Deus meu.”(Salmo 40:17).

“Mejor es adquirir sabiduría que oro preciado;
Y adquirir inteligencia vale más que la plata.”
(Pr 16:16)

“...He aquí que el temor del Señor es la
sabiduría, Y el apartarse del mal, la inteligencia.”
(Job 28:28)

RESUMO

Neste trabalho propõe-se estudar a secagem de ervas finas em dois tipos diferentes de secadores assistidos por termossifões, caracterizando os fenômenos físicos observados tanto na erva como no secador. É apresentada uma revisão bibliográfica sobre o estado da arte da secagem de ervas finas, dos modelos matemáticos e correlações que descrevem este processo e dos diferentes tipos de secadores que se tem atualmente no mercado. Baseado em trabalhos da literatura especializada foi desenvolvido um modelo matemático da vazão de vapor de água liberada durante a secagem, considerando as parcelas de vapor liberadas pela folha e pelo talo. Utilizou-se para este modelo a lei de Fick para a difusão unidimensional de água na erva. Com o objetivo de adimensionalizar a vazão mássica de vapor liberado por cada uma das parcelas, foi introduzido o número adimensional MV que permite definir e comparar a capacidade do secador independente do material secado. Assim para cada valor de MV existe uma quantidade máxima de massa “in natura” que o secador pode secar com certo consumo de energia associado. Realizaram-se testes experimentais com erva hortelã-comum (*Mentha x villosa* Huds) através de um secador experimental por convecção desenvolvido pelo LABTUCAL, onde o ar de secagem se aquece pela passagem por um banco de resistências horizontais, que simulam o comportamento dos termossifões. Estudaram-se os principais fatores que influenciam o tempo final de secagem como: a umidade relativa do ar, a velocidade de escoamento, a quantidade de bandejas dentro da câmara de secagem, a relação de massa e superfície de erva e o efeito da presença do talo da erva. A análise dos resultados permitiu concluir que os modelos teóricos se ajustam satisfatoriamente aos dados experimentais obtidos. Finalmente, foi adaptado um forno de cocção de pães desenvolvido pelo LABTUCAL com termossifões tipo árvore distribuído nas paredes laterais da câmara de secagem. Neste forno foram realizados testes de secagem, com o objetivo de comparar o desempenho deste com do outro secador. Observou-se que o tempo de secagem, assim como o consumo total de energia no forno de cocção de pães adaptado, diminuíram. O desempenho deste forno foi também comparado ao da estufa que atualmente a empresa Baldo S.A. possui para secagem de ervas finas. Concluindo-se que o forno de cocção de pães adaptado apresenta dentre os três o melhor desempenho.

Palavras-chave: termossifões em árvore, secador de ervas, lei de Fick, secagem de ervas finas.

ABSTRACT

This paper studies the drying of herbs in two different types of thermosyphon assisted dryers, by characterizing the physical phenomena observed both in the grass as in the dryer. A review on the state of the art of medicinal herbs drying, mathematical models and correlations that describe this process and of different types of commercialized dryers was made. A mathematical model of the vapor water flow released during drying, considering the steam released by the leaf stalk, was developed based on works presented in the literature. This model used the Fick's law for one-dimensional diffusion of water into the herb. The steam MV dimensionless number were used in order to turn the mass flow rate released by each of the plots dimensionless. This allows to define and compare the ability of independent dryer dried material was posted. For each value of MV there is a maximum "in natura" mass that the dryer can dry with some associated energy consumption. Experimental tests were performed with common spearmint herb (*Mentha x villosa* Huds.) through an convection dryer developed by LABTUCAL. In this dryer, the drying air is heated by passing it through a bank of horizontal resistances that simulate the behavior of the thermosyphon. The main factors that influence the final drying time such as the relative humidity of the air, the flow rate, the amount of trays inside the drying chamber, the relationship of mass and surface of herb and the effect of the presence of the herb stalk were studied. The analysis concluded that the theoretical model satisfactorily fits the experimental data obtained. A bread cooking oven developed by LABTUCAL was adapted with tree type thermosyphon distributed in vertical side walls of the drying chamber. In this oven drying tests were performed in order to compare its performance with the other. It was observed that the drying time and the total energy consumption in the adapted bread cooking oven diminished. The performance of this oven was also compared to the one that Baldo SA company currently uses for drying herbs. The adapted oven presented the best performance of the three ovens.

Keywords: tree type thermosyphon, herb dryer, Fick's law, drying herbs.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Influência das propriedades do ar no processo de secagem. Acima: velocidade; centro, umidade relativa; abaixo: temperatura.....	41
Figura 2.2- Influência da Temperatura e umidade relativa do ar: Acima: Tempo, Centro: Cor, Abaixo: Óleos essenciais .	42
Figura 2.3- Relação entre Umidade em base seca e base úmida	44
Figura 2.4- Esquema do termómetro de bulbo úmido	46
Figura 2.5- Esquema do processo de aquecimento sensível	48
Figura 2.6- Esquema da mistura adiabática de ar úmido	50
Figura 2.7- Esquema da umidificação adiabática do ar	51
Figura 2.8- Algoritmo de Keey(1978) para projeto de um secador.	53
Figura 2.9- Secagem por convecção sem circulação de ar.	54
Figura 2.10- Secagem por convecção com circulação de ar	55
Figura 2.11- Diagrama de fluxo típico do interior de uma câmara de secagem.	55
Figura 2.12- Representação do secador tipo esteira.	56
Figura 2.13- Esquema do secador de esteira para erva mate.	57
Figura 2.14- Diagrama de fluxo típico do interior de uma câmara de secagem.	57
Figura 2.15- Equipamento para secagem convectiva e infravermelho.	59
Figura 2.16- Esquema de um termossifão bifásico.	60
Figura 2.17- Circuito térmico equivalente de um termossifão.	61
Figura 2.18- Participações na resistência térmica global de um trocador de calor com termossifões.	61
Figura 2.19- Fluidos de trabalhos típicos e sua temperatura de operação.	62
Figura 2.20- Esboço de forno para cocção de pães com termossifões...	63
Figura 2.21- Sistema de recuperação do calor em processos de secagem	67
Figura 3.1- Vista frontal do secador 1	70
Figura 3.2- Vista posterior do secador 1	70
Figura 3.3- Esquema do funcionamento do Secador 1.	71
Figura 3.4- Câmara de Secagem	72
Figura 3.5- Dimensões da câmara de secagem	72
Figura 3.6- Sistema de aquisição de dados CR1000 e multiplexador AM25T	73
Figura 3.7- Sensor de umidade relativa e temperatura do ar	73
Figura 3.8- Localização do controle da temperatura no painel de controle	74

Figura 3.9- Condições de escoamento no banco de resistências elétricas	75
Figura 3.10- Configuração das resistências elétricas tipo U no sistema de aquecimento do ar de secagem.....	75
Figura 3.11- Sistema de aquecimento do secador 1	76
Figura 3.12- Localização do termopar para medir a temperatura na entrada do banco de resistências elétricas	78
Figura 3.13- Localização do termopar para medir a temperatura na entrada do banco de resistências elétricas	78
Figura 3.14 – Distribuição dos termopar tipo K na saída do banco de resistências elétricas.....	79
Figura 3.15 – Temperaturas médias para $\dot{m}_{ar} = 0,06175 \pm 0,0062 \text{ kg/s}$	81
Figura 3.16 – Temperaturas médias para $\dot{m}_{ar} = 0,1266 \pm 0,0077 \text{ kg/s}$	81
Figura 3.17 – Temperaturas médias para $\dot{m}_{ar} = 0,1895 \pm 0,0077 \text{ kg/s}$	82
Figura 3.18 – Resultados experimentais e teóricos do coeficiente de transferência de calor por convecção	83
Figura 3.19 – Resultados experimentais e obtidos com a equação 3.8, do coeficiente de transferência de calor por convecção	84
Figura 3.20 – Formato do defletor projetado para o secador 1.	85
Figura 3.21 –Defletor montado no secador 1.....	86
Figura 3.22 –Localização do defletor no secador 1	86
Figura 3.23 –Divisão da secção circular da entrada do defletor	87
Figura 3.24 – Base do defletor de ar do secador 1	89
Figura 3.25 – Linhas de corrente do ar de secagem no secador 1	90
Figura 3.26 – Distribuição dos pontos medidos com os termopares tipo K, vista superior do tabuleiro com sensores.....	92
Figura 3.27 – Temperaturas médias para $\dot{m}_{ar} = 0,06175 \pm 0,0062 \text{ kg/s}$	93
Figura 3.28 – Temperaturas médias para $\dot{m}_{ar} = 0,1266 \pm 0,0077 \text{ kg/s}$	93
Figura 3.29 – Temperaturas médias para $\dot{m}_{ar} = 0,1895 \pm 0,0077 \text{ kg/s}$	94
Figura 3.30 – Velocidades do ar em função da temperatura na saída do sistema de aquecimento.	95
Figura 3.31 – Velocidades de escoamento para cada ponto da bandeja para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,06175 \pm 0,0062 \text{ kg/s}$	97

Figura 3.32 – Velocidades de escoamento para cada ponto da bandeja para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,1266 \pm 0,0077$ kg/s	98
Figura 3.33 – Velocidades de escoamento para cada ponto da bandeja para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,1895 \pm 0,0077$ kg/s	99
Figura 3.34 – Distribuição de velocidades de escoamento na bandeja para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,06175 \pm 0,0062$ kg/s	100
Figura 3.35 – Distribuição de velocidades de escoamento na bandeja para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,1266 \pm 0,0077$ kg/s	100
Figura 3.36 – Distribuição de velocidades de escoamento na bandeja para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,1895 \pm 0,0077$ kg/s	101
Figura 3.37 – Sistema de renovação de ar	102
Figura 3.38 – Válvula 2 na posição 7 (Completamente aberta).....	103
Figura 3.39 – Nomenclatura da combinação do sistema de renovação de ar	103
Figura 3.40 – Anemômetro de fio quente	104
Figura 3.41 – Nomenclatura da combinação	105
Figura 3.42 – Ventilador centrífugo do secador 1	105
Figura 3.43 – Tubo de Pitot	106
Figura 3.44 – Localização do tubo de Pitot no secador 1	107
Figura 3.45 – Inversor de frequência.....	107
Figura 3.46 – Distribuição dos pontos para a medição da velocidade de escoamento do ar	108
Figura 3.47 – Sensor de pressão diferencial e velocidade AHLBORN modelo FDA 602S1K	109
Figura 3.48 – Sistema de aquisição de dados marca AHLBORN modelo ALMEMO 2450-1L.....	109
Figura 3.49 – Velocidade média do ar no duto em função da frequência de giro	110
Figura 3.50 – Velocidade média do ar na câmara de secagem em da frequência de giro	111
Figura 3.51 – Comparação da vazão volumétrica de ar obtida pela equação 3.19 com os dados experimentais.....	113
Figura 3.52 – Potência elétrica consumida pelo ventilador em função da frequência de giro	113
Figura 3.53 – Sistema de umidificação do ar de secagem	114
Figura 3.54 – Forno de cocção de pães adaptado como secador de ervas finas.....	115
Figura 3.55 – Esquema de operação do secador 2	116
Figura 3.56 – Distribuição dos termopar tipo K no interior da câmara de secagem do secador 2	118

Figura 3.57 – Câmara de secagem do secador 2	118
Figura 3.58 – Termossifões em árvore.....	119
Figura 3.59 – Localização dos condensadores dos termossifões em árvore dentro câmara de secagem do secador 2	120
Figura 3.60 – Temperatura interna do forno para os testes realizados sem carga	121
Figura 3.61 – Temperatura dos condensadores do termossifão em árvore	121
Figura 3.62 – Misturado do secador 2.....	123
Figura 3.63 – Diâmetro total do misturado do secador 2.....	124
Figura 3.64 – Número de Reynolds para diferentes frequência de giro do misturador	125
Figura 3.65 – Potência elétrica consumida pelo ventilador em função da frequência de giro.....	126
Figura 3.66 – Inversor de frequência do misturador	126
Figura 3.67 – Ventilador centrifugo do secador 2.....	127
Figura 3.68 – Ventilador centrifugo do secador 2.....	128
Figura 4.1– Representação geométrica da folha.	131
Figura 4.2– Representação geométrica do talo	136
Figura 4.3– Comportamento de MV em função de Fom	140
Figura 4.4– Estimação do calor isotérmico de sorção para folhas de tomilho.....	148
Figura 4.5– Superfícies que interagem na troca térmica radiativa dentro da câmara de secagem.....	149
Figura 4.6– Representação da rede de troca radiante entre a superfície 1 e as superfícies restantes da câmara de secagem.....	152
Figura 4.7– Divisão do secador em duas cavidades independentes.....	153
Figura 4.8– Potência radiativa incidente nas bandejas cm ervas, em função da emissividade para cada um dos fornos estudados	154
Figura 4.9– Esquema dos volumes de controle estudados no secador	155
Figura 4.10– Volume de controle do balanços de massa e energia do sistema de aquecimento do secador 1	156
Figura 4.11– Volume de controle do balanços de massa e energia da câmara de secagem do secador 1	157
Figura 4.12– Volume de controle do balanços de massa e energia na saída do ar de secagem do secador 1.....	159
Figura 4.13– Volume de controle do balanços de massa e energia na entrada do ar de renovação do secador 1	159
Figura 4.14– Volume de controle do balanço de massa da câmara de secagem do secador 2.....	163

Figura 4.15– Volume de controle do balanço de energia da câmara de secagem do secador 2	166
Figura 5.1– Esboço da estufa para secagem de ervas finas.	169
Figura 5.2– Prateleiras usadas para a secagem de ervas finas.	170
Figura 5.3– Sistema fornalha trocador de calor.	170
Figura 5.4– Pontos estudados na estufa durante o processo de secagem de ervas finas.	171
Figura 5.5– Analisador de umidade por infravermelho	172
Figura 5.6– Esquema simplificado da estufa de secagem de ervas finas	173
Figura 5.7– Temperatura antes e depois do sistema Fornalha/Trocador de calor	175
Figura 5.8– Umidade relativa do ar antes e depois do sistema Fornalha/Trocador de calor	176
Figura 5.9– Comparação da temperatura nas prateleiras superiores....	178
Figura 5.10– Comparação da temperatura nas prateleiras localizadas em regiões intermediárias	178
Figura 5.11– Comparação da temperatura nas prateleiras inferiores...	179
Figura 5.12– Umidade relativa do ar na estufa	179
Figura 5.13– Comparação entre temperaturas tomadas nos Pontos A.	180
Figura 5.14– Comparação entre temperaturas tomadas nos Pontos B.	180
Figura 5.15– Comparação entre temperaturas tomadas nos Pontos C.	181
Figura 5.16– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto A1	183
Figura 5.17– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto A2	183
Figura 5.18– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto A3	184
Figura 5.19– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto B1	184
Figura 5.20– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto C1	185
Figura 5.21– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto C2	185
Figura 5.22– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto C3	186
Figura 5.23– Comparação das difusividades médias nos diferentes pontos estudados.....	186
Figura 6.1– Balança Analítica de precisão 0,001[g].....	191
Figura 6.2– Comportamento da Temperatura na câmara de Secagem.	191
Figura 6.3– Forno Microondas utilizado para a determinação do teor de água na Erva.	192

Figura 6.4– Gráfico comparativo entre os métodos para a determinação do teor de água na erva.	193
Figura 6.5– Comportamento da temperatura do ar de secagem na câmara durante o teste 2.....	195
Figura 6.6– Comportamento da temperatura do ar de secagem na câmara durante o teste 5.....	195
Figura 6.7– Comportamento da umidade relativa do ar de secagem na câmara durante o teste 1.....	196
Figura 6.8– Comportamento da umidade relativa do ar de secagem na câmara durante o teste 2.....	196
Figura 6.9– Comportamento da umidade relativa do ar de secagem na câmara durante o teste 3.....	197
Figura 6.10– Comportamento da umidade relativa do ar de secagem na câmara durante o teste 4.....	197
Figura 6.11– Comportamento da umidade relativa do ar de secagem na câmara durante o teste 5.....	198
Figura 6.12– Comportamento da umidade relativa do ar de secagem na câmara durante o teste 6.....	198
Figura 6.13– Comparação entre os resultados teóricos e experimentais para o umidade em equilíbrio higroscópico para hortelã (<i>Mentha x villosa</i> Huds).....	200
Figura 6.14– Comparação da umidade de equilíbrio higroscópico para diferentes espécies de ervas finas.....	201
Figura 6.15– Determinação gráfica do calor líquido de sorção da <i>Mentha x Villosa</i> Huds.....	202
Figura 6.16– Calor isotérmico de sorção em função teor de umidade de equilíbrio da <i>Mentha x Villosa</i> Huds.....	202
Figura 6.17– Efeito da umidade relativa do ar no tempo de secagem.....	206
Figura 6.18– Efeito da velocidade de escoamento do ar na câmara no tempo de secagem.....	208
Figura 6.19– Efeito da relação massa superfície no tempo de secagem.....	210
Figura 6.20– Efeito do número de bandejas no tempo de secagem.....	212
Figura 6.21– Efeito do número de bandejas na relação de umidade na erva.....	213
Figura 6.22– Efeito do número de bandejas na difusividade efetiva média da água na erva.....	214
Figura 6.23– Diâmetro do talo e espessura da folha de hortelã comum (<i>Mentha x villosa</i> Huds).....	215
Figura 6.24– Bandejas com talos e folhas de hortelã comum (<i>Mentha x villosa</i> Huds).....	215
Figura 6.25– Efeito do número do talo na relação de umidade na erva.....	216

Figura 6.26– Efeito do número do talo no tempo de secagem.....	217
Figura 6.27– Validação do transiente da razão de umidade na folha .	219
Figura 6.28– Variação da difusividade efetiva da folha no tempo	220
Figura 6.29– Validação do transiente da razão de umidade no talo ...	221
Figura 6.30– Variação da difusividade efetiva do talo no tempo	222
Figura 6.31– Comportamento da razão de umidade em função do número de Fourier mássico.....	222
Figura 6.32– Validação do transiente da razão de umidade para erva com 50% de talo	225
Figura 6.33– Transiente da razão de umidade para diferentes porcentagens de talo na erva.....	226
Figura 6.34– Tempo de secagem para ervas com diferentes porcentagens de talo	226
Figura 6.35– Validação do transiente da razão de umidade para folhas de hortelã-comum	228
Figura 6.36– Validação da variação da massa de erva no tempo secador 1	228
Figura 6.37– Validação do transiente da vazão de vapor de água liberada pela erva durante a secagem no secador 1	229
Figura 6.38– Validação do transiente da fração mássica de vapor de água no ar no ponto 1	230
Figura 6.39– Validação do transiente da fração mássica de vapor de água no ar no ponto 3	230
Figura 6.40– Comparação entre a potência térmica radiativa e a potência térmica consumida pela erva durante o processo de secagem no secador 1	231
Figura 6.41– Transiente da temperatura na entrada da câmara de secagem e no ambiente	233
Figura 6.42– Validação do transiente de temperatura no ponto 1	233
Figura 6.43– Validação do transiente de temperatura no ponto 3	234
Figura 6.44– Distribuição da temperatura na câmara de secagem no início do processo de secagem.....	235
Figura 6.45– Distribuição da temperatura na câmara de secagem no minuto 20.....	235
Figura 6.46– Distribuição da temperatura na câmara no minuto 150 .	236
Figura 6.47– Comparação entre os modelos para a determinação do transiente da razão de umidade.....	238
Figura 6.48– Validação do transiente da razão de umidade secador 2	238
Figura 6.49– Validação da variação da massa de erva no tempo secador 2.....	239

Figura 6.50– Validação do transiente da vazão de vapor de água liberada pela erva durante a secagem no secador 2.....	240
Figura 6.51– Comparação dos dados experimentais e os obtidos teoricamente através da equação 4.113	240
Figura 6.52– Validação do transiente da fração mássica de vapor de água no ar.....	241
Figura 6.53– Comparação entre a potência térmica radiativa e a potência térmica consumida pela erva durante o processo de secagem no secador 2	242
Figura 6.54– Distribuição da temperatura dentro da câmara de secagem do secador 2 ao início do processo de secagem	243
Figura 6.55– Distribuição da temperatura na câmara de secagem do secador 2 ao minuto 20 do processo de secagem	244
Figura 6.56– Distribuição da temperatura na câmara de secagem do secador 2 no minuto 200 do processo de secagem.....	244
Figura 6.57– Efeito do número de bandejas no transiente da razão de umidade no secador 2.....	245
Figura 6.58– Ajuste do modelo de Kassem ao dados experimentais obtidos na bandeja A3 da estufa da Baldo S.A.	247
Figura 6.59– Efeito do número de bandejas na difusividade efetiva média da água na erva <i>Melissa officinalis</i>	248
Figura 6.60– Efeito do número de bandejas no transiente da razão de umidade no secador 1 para a secagem de <i>Melissa officinalis</i>	249
Figura 6.61– Esquema do secador 1 utilizado para a simulação.....	253
Figura 6.62– Esquema do secador 2 utilizado para a simulação.....	253
Figura 6.63– Potência térmica consumida durante o processo de secagem para cada um dos secadores estudados.....	254
Figura 6.64– Vazão mássica de renovação de ar durante o processo de secagem para cada um dos secadores estudados.....	255
Figura 6.65– Distribuição da umidade relativa do ar na câmara de secagem do secador 1 durante a secagem de <i>Melissa Officinalis</i>	255
Figura 6.66– Distribuição da temperatura do ar na câmara de secagem do secador 1 durante a secagem de <i>Melissa Officinalis</i>	256
Figura 6.67– Distribuição da umidade relativa do ar na câmara de secagem do secador 2 durante a secagem de <i>Melissa Officinalis</i>	256
Figura 6.68– Distribuição da temperatura do ar na câmara de secagem do secador 1 durante a secagem de <i>Melissa Officinalis</i>	257
Figura 6.69– Esponja utilizada para simular a vazão de vapor de água liberada pela erva durante a secagem.....	258
Figura 6.70– Massa de esponja e água utilizada para os testes de secagem.....	259

Figura 6.71– Vazão mássica de renovação de ar para os secadores em função da razão de umidade na erva.....	260
Figura 6.72– Potência térmica consumida pelos secadores em função da razão de umidade na erva.....	260
Figura 6.73– Determinação do tempo de transição do secador 1 ao secador 2.....	261
Figura 6.74– Comparação dos transientes da razão de umidade para os secadores estudados.....	262
Figura 6.75– Potência térmica consumida na secagem com o secador misto	262
Figura 6.76– Vazão mássica de renovação de ar para o secador misto.....	263
Figura 6.77– Comparação entre os diferentes secadores estudados	264

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1– Resultados experimentais e teóricos do coeficiente de transferência de calor por convecção.....	82
Tabela 3.2– Resultados experimentais e obtidos com a equação 3.8, do coeficiente de transferência de calor por convecção.....	84
Tabela 3.3– Resultados experimentais da temperatura da bandeja da Figura 2.24.....	92
Tabela 3.4– Resultados experimentais da temperatura e da velocidade obtidos com a equação 3.16.....	95
Tabela 3.5– Comparação dos resultados obtidos pela equação 3.16, pelas equações 3.10 a 3.15 (Teórico) e pelas medições direta com o tubo de Pitot, para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,06175 \pm 0,0062 \text{ kg/s}$	96
Tabela 3.6– Comparação dos resultados obtidos pela equação 3.16, pelas equações 3.10 a 3.15 (Teórico) e pelas medições direta com o tubo de Pitot, para vazões mássicas de $\dot{m}_{ar} = 0,1266 \pm 0,0077 \text{ kg/s}$	97
Tabela 3.7– Comparação dos resultados obtidos pela equação 3.16, pelas equações 3.10 a 3.15 (Teórico) e pelas medições direta com o tubo de Pitot, para vazões mássicas de $\dot{m}_{ar} = 0,1895 \pm 0,0077 \text{ kg/s}$	98
Tabela 3.8– Posição e percentagem de abertura das válvulas	102
Tabela 3.9– Percentagem de renovação de ar para cada combinação das válvulas do sistema.....	104
Tabela 3.10– Resultados da velocidade em função do número de revoluções.....	110
Tabela 3.11– Comparação da vazão volumétrica de ar obtida pela equação 3.19 com os dados experimentais	112
Tabela 4.1– Modelos matemáticos para determinar a razão de umidade média	134
Tabela 4.2– Raízes da função de Bessel $J_0 \alpha_m, 0 = 0$	137
Tabela 4.3– Considerações para a cavidade 1 de cada secador estudado	153
Tabela 4.4– Considerações para a cavidade 2 de cada secador estudado	154
Tabela 5.1– Velocidades médias para cada ponto estudado	181
Tabela 5.2– Resumo da cinética de secado de Melissa	187
Tabela 6.1– Resultado da comparação dos métodos para a determinação do teor de água na erva.....	193

Tabela 6.2– Temperaturas e umidades relativas do ar de secagem utilizadas nos testes para a determinação da umidade de equilíbrio e o calor isotérmico de sorção.....	194
Tabela 6.3– Resultados para a umidade em equilíbrio higroscópico ...	199
Tabela 6.4– Efeito da umidade relativa do ar no tempo de secagem ...	205
Tabela 6.5– Efeito da velocidade de escoamento do ar na câmara no tempo de secagem	208
Tabela 6.6– Efeito da relação massa superfície no tempo de secagem	210
Tabela 6.7– Efeito do número de bandejas no tempo de secagem.....	211
Tabela 6.8– Efeito do número do talo no tempo de secagem	216
Tabela 6.9– Resultado da validação do transiente da razão de umidade na folha	219
Tabela 6.10– Resultado da validação do transiente da razão de umidade no talo.....	221
Tabela 6.11– Resultado da validação do transiente da razão de umidade para erva com 50% de talo	224
Tabela 6.12– Resultado da validação.....	249
Tabela 6.13– Resultado da validação.....	263

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CEOHP	Closed-ended oscillating heat-pipe
CLOHP/CVs	Closed-loop oscillating heat-pipe with check valves
EES	Engineering Equation Solver
EMBRAPA	Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
LEPTÉN	Laboratório de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia
MATLAB	Matrix Laboratory

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Maiúsculas

A	Área	$[m^2]$
D_{eff}	Difusividade efetiva	$[m^2/s]$
D_a	Diâmetro total do misturador	$[m]$
Fo_m	Número de Fourier mássico	-
F_{ij}	Fator de Forma	-
H_i	Número adimensional da entalpia específica	-
MV	Vazão mássica adimensional de vapor de água	-
M_w	Massa de água num sólido	$[kg]$
M_s	Massa seca do sólido	$[kg]$
M_{Tf}	Massa total final do sólido	$[kg]$
M_{T0}	Massa total inicial do sólido	$[kg]$
\dot{M}_v	Vazão mássica de vapor liberada pela erva	$[kg/s]$
N_p	Número adimensional de Potência consumida pelo misturador	-
P	Pressão total	$[kPa]$
P_{vs}	Pressão parcial do vapor de água no ar em condições de saturação	$[kPa]$
P_v	Pressão parcial do vapor de água no ar	$[kPa]$
P_a	Pressão parcial do ar seco	$[kPa]$
Pr	Número de Prandtl	-
\dot{Q}_{conv}	Potência térmica convectiva	$[kW]$
\dot{Q}_T	Potência térmica aportada pelos termossifões	$[kW]$
\dot{Q}_R	Potência térmica radiativa	$[kW]$

QT	Número adimensional de potência térmica total consumida pelos termossifões	-
QS	Número adimensional do calor isotérmico de sorção	-
QR	Número adimensional de potência térmica radiativa	-
QC	Número adimensional de potência térmica convectiva	-
Q_{st}	Calor isotérmico de sorção	[kJ/kg]
Re_D	Número de Reynolds	-
\overline{RU}	Razão de umidade	-
T	Temperatura	[°C, K]
\overline{T}_e	Temperatura média no evaporador do termossifão	[°C, K]
\overline{T}_c	Temperatura média no condensador do termossifão	[°C, K]
ΔT_{ml}	Média logarítmica das diferenças de temperaturas	[°C, K]
U_w^0	Teor de umidade inicial em base úmida	-
U_w^*	Teor de umidade em equilíbrio higroscópico em base úmida	-
U_w	Teor de umidade do sólido em base úmida	-
U_d	Teor de umidade do sólido em base seca	-
\overline{V}	Velocidade de escoamento do ar	[m/s]
X	Fração mássica de vapor de água no ar	-

Letras Minúsculas

a_w	Atividade da água	-
d	Diâmetro da tubulação onde foi instalado o tubo de Pitot	[m]
h	Entalpia específica do ar atmosférico	[kJ/kg]
h_a	Entalpia específica do ar seco	[kJ/kg]
h_v	Entalpia específica do vapor de água	[kJ/kg]
Δh_{fg}	Entalpia de mudança de fase	[kJ/kg]
\bar{h}_{conv}	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/m²K]
m_v	Massa de vapor de água no ar	[kg]
m_a	Massa de ar seco	[kg]

\dot{m}	Vazão mássica de ar	[kg/s]
n	Frequência de giro	[Hz]
q_{st}	Calor líquido de sorção	[kJ/kg]
x	Fração molar de vapor de água no ar	-
t	tempo	[s,min;h]

Letras Gregas

\emptyset	Umidade relativa do ar	-
ρ	Densidade	[kg/m ³]
μ	Viscosidade do fluido	[kg/m s]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² K ⁴]
η	Eficiência do sistema de aquecimento	-
τ_{ar}	Porcentagem de renovação de ar	%
τ_{talo}	Porcentagem de talo na erva	%
ω	Umidade absoluta do ar	-

Letras Gregas

0	Inicial
f	Final
in	Entrada
out	Saída
g	Gerada
s	Superfície do termossifão
ar	Ar de secagem
c	Câmara de secagem
d	Duto onde foi instalado o tubo de Pitot
R	Radiativo
$conv$	Convectivo

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	67
1.1. MOTIVAÇÕES	36
1.2. OBJETIVOS	36
1.3. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	37
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	39
2.1. SECAGEM DE ERVAS FINAS.....	39
2.2. UMIDADE DE UM SÓLIDO.....	43
2.3. PARÂMETROS PSICROMÉTRICOS.....	44
2.3.1. Temperatura de orvalho	45
2.3.2. Temperatura de bulbo seco	45
2.3.3. Temperatura de bulbo úmido.....	45
2.3.4. Umidade absoluta	46
2.3.5. Umidade relativa	46
2.3.6. Entalpia específica	47
2.4. PROCESSOS BÁSICOS COM AR ÚMIDO	48
2.4.1. Aquecimento sensível	48
2.4.2. Mistura adiabática de dois fluxos de ar úmidos.....	49
2.4.3. Umidificação adiabática do ar úmido	51
2.5. MÉTODOS DE SECAGEM E TIPOS DE SECADORES	52
2.5.1. Secagem por convecção	54
2.5.2. Secagem por Radiação	57
2.6. TECNOLOGIA DE TERMOSSIFÕES	59
2.6.1. Termossifões aplicados em fornos.....	63
2.6.2. Termossifões aplicados na recuperação de calor em processos de secagem	65
3. BANCADA EXPERIMENTAL	69
3.1. SECADOR 1: TERMOSSIFÕES NA HORIZONTAL DA CÂMARA DE SECAGEM.....	69
3.1.1. Câmara de secagem	71
3.1.2. Sistema de aquecimento	74
3.1.3. Defletor de ar	85
3.1.4. Sistema de renovação de ar.....	101
3.1.5. Ventilador Centrífugo	105
3.1.6. Umidificador	114

3.2.	SECADOR 2: TERMOSSIFÕES NA VERTICAL DA CÂMARA DE SECAGEM.....	114
3.2.1.	Câmara de secagem	116
3.2.2.	Termossifões em árvore.....	119
3.2.3.	Misturador.....	122
3.2.4.	Ventilador centrífugo.....	126
4.	MODELO MATEMÁTICO	129
4.1.	MODELO MATEMÁTICO DA FOLHA	130
4.2.	MODELO MATEMÁTICO DO TALO.....	135
4.3.	MASSA TOTAL DE ERVA	137
4.4.	VAZÃO MÁSSICA DE VAPOR LIBERADO NA CÂMARA DE SECAGEM.....	139
4.5.	MODELO DO TEOR DE ÁGUA DE EQUILÍBRIO HIGROSCÓPICO NA ERVA.....	141
4.6.	MODELO DO CALOR ISOTÉRMICO DE SORÇÃO	145
4.7.	POTÊNCIA TÉRMICA RADIATIVA	148
4.8.	BALANÇOS DE MASSA E ENERGIA DO SECADOR 1	155
4.9.	BALANÇOS DE MASSA E ENERGIA DO SECADOR 2	162
5.	PROCESSO DE SECAGEM DE ERVAS FINAS DA BALDO S.A	169
5.1.	PONTOS ESTUDADOS E EQUIPAMENTOS	171
5.2.	FORNALHA-TROCADOR DE CALOR	172
5.3.	CÂMARA DE SECAGEM	176
6.	ESTUDO EXPERIMENTAL E VALIDAÇÕES	189
6.1.	DETERMINAÇÃO DA UMIDADE NA ERVA	189
6.2.	DETERMINAÇÃO DA UMIDADE DE EQUILÍBRIO E DO CALOR ISOTÉRMICO DE SORÇÃO.....	194
6.3.	EFEITO DOS PRINCIPAIS FATORES QUE INFLUENCIAM A SECAGEM DE ERVAS FINAS.....	203
6.3.1.	Efeito da umidade relativa do ar	204
6.3.2.	Efeito da velocidade de escoamento do ar.....	207
6.3.3.	Efeito da relação massa e superfície.....	209
6.3.4.	Efeito do número de bandejas.....	210
6.3.5.	Efeito do talo.....	214
6.4.	VALIDAÇÃO DOS MODELOS MATEMÁTICOS	217

6.4.1.	Razão de umidade para a folha e o talo.....	218
6.4.2.	Relação de umidade para a folha mais talo.....	222
6.4.3.	Balanço de massa e energia para o secador 1.....	227
6.4.4.	Balancos de massa e energia para o secador 2	236
6.5.	COMPARAÇÃO ENTRE OS DIFERENTES SECADORES.....	245
7.	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	267
	REFERÊNCIAS	271
	ANEXO A – ANÁLISE DE INCERTEZAS.....	277
	A.1- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DA VELOCIDADE DE ESCOAMENTO MEDIDA COM O TUBO DE PITOT	277
	A.2- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DA VELOCIDADE DE ESCOAMENTO NA CÂMARA DE SECAGEM DO SECADOR	1279
	A.3- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DA VAZÃO MÁSSICA DE AR QUE ESCOA NO SISTEMA	280
	A.4- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO.....	280
	A.5- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DA VELOCIDADE DE ESCOAMENTO NA CÂMARA DE SECAGEM DO SECADOR 1 OBTIDA ATRAVÉS DA EQUAÇÃO 3.16.....	282
	A.6- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DA PORCENTAGEM DE RENOVAÇÃO DE AR.....	283
	A.7- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DO TEOR DE UMIDADE EM EQUILÍBRIO E A RAZÃO DE UMIDADE.....	284

1. INTRODUÇÃO

Um dos princípios básicos que norteiam a indústria de transformação de matéria prima em algum produto elaborado é a redução dos custos de operação, sem diminuir a qualidade final do produto. Portanto, é fundamental que os fatores que elevem os custos de fabricação sejam identificados. No caso da produção em escala industrial de ervas finas, a otimização do processo de secagem é indispensável, especialmente considerando as baixas temperaturas recomendadas para a secagem de ervas finas, resultando em um tempo da secagem comparativamente longo. É este o principal gargalo na procura de um produto de qualidade e menor custo.

A Baldo S.A. é uma empresa especialista na produção de alimentos, que fornece produtos para indústrias de todo Brasil, América Latina, Europa e Estados Unidos. O principal produto da Baldo é a erva mate, a qual, para atender as exigências dos diversos paladares, vem misturando, à erva mate, diferentes tipos de ervas finas, unindo o conhecimento humano na elaboração das mesclas à essência única da erva-mate. O grande sucesso e demanda destas misturas de ervas, somado à política de utilizar tecnologias limpas de produção na fabricação de produtos de alta qualidade, é o que faz a Baldo investir no desenvolvimento de um forno secador contínuo para grande produção de ervas finas, onde a qualidade, a sustentabilidade e a eficiência térmica sejam suas principais características.

O processo de secagem de ervas finas empregado no Brasil é bastante precário, carecendo de melhorias tecnológicas. Usualmente se emprega a lenha como energético na grande maioria de processos de secagem, devido a sua disponibilidade e baixo custo. O processo de secagem à lenha apresenta uma série de problemas, dentre estes: são altamente ineficientes em termos energéticos, contaminam a erva a ser seca (caso os gases da combustão estiverem em contato direto com a erva), não proporcionam uma secagem uniforme, a queima de lenha não permite um controle efetivo da temperatura e da vazão de gases quentes, etc. Além destes fatores, são ecologicamente não recomendáveis, uma vez que a queima de lenha é poluente e a origem desta lenha, em grande parte dos casos, não é controlada. Por outro lado, o emprego da tecnologia de trocadores de calor com termossifões associada à queimadores de gás, permite o uso racional e eficiente deste energético, proporcionando uma secagem limpa das ervas, em contato com ar aquecido e não com gases resultantes de combustão.

Esta tecnologia também permite o controle da potência térmica aplicada, assim como da distribuição e nível de temperatura do ar empregado na secagem.

Este trabalho faz parte de uma das linhas de pesquisa do Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL/LEPTEN) da Universidade Federal da Santa Catarina, que, desde a década dos 90, está desenvolvendo tecnologias em tubos de calor e termossifões, sendo estas aplicadas tanto na área espacial como industrial, visando soluções tecnológicas passivas de manejo de calor e controle térmico de processos.

1.1. MOTIVAÇÕES

O principal problema evidenciado nas instalações da Baldo esta relacionado ao alto consumo de energia no processo de secagem de ervas finas, somado ao longo tempo de exposição das ervas com o ar de secagem (aproximadamente 52 horas). Este problema é o principal gargalo na procura de um produto de qualidade ao menor custo. Além do consumo excessivo de energia, a secagem das ervas não é uniforme, uma vez que, dependendo de sua posição no secador, parte das ervas atingem o seu equilíbrio higroscópico com o ar de secagem quase à metade de tempo que outras. Mesmo assim, estas ervas já secas permanecem dentro da estufa até o final do processo. Desta forma observa-se uma grande não homogeneidade na distribuição e nas características do ar de secagem dentro da estufa, causada principalmente por uma geometria não adequada do forno de secagem. Como consequência tem-se um produto final com teor de umidade variável, dependendo da sua posição dentro da estufa.

1.2. OBJETIVOS

O principal objetivo deste trabalho foi analisar o processo de secagem de ervas finas em dois tipos diferentes de secadores assistidos por termossifões e comparar os resultados experimentais com os resultados obtidos na secagem realizada no secador atual da Baldo S.A. Estes resultados são então empregados no projeto de secadoras de ervas finas de grande produção. Assim, para que o objetivo principal seja atingido, deve-se:

- Caracterizar o atual processo de secagem da Baldo S.A.
- Projetar, construir, e instrumentar um secador de ervas finas com resistências elétricas instaladas na posição horizontal da câmara de secagem, as quais simulam o comportamento de termossifões.
- Adaptar e instrumentar um forno de cocção de pães com termossifões tipo árvore distribuído nas paredes verticais laterais da câmara de secagem.
- Estudar, por meio de testes experimentais, a influência dos principais fatores que afetam o tempo de secagem de ervas finas.
- Realizar testes de secagem, utilizando os secadores assistidos por termossifões e comparar o desempenho destes com o atual secador da Baldo S.A..
- Desenvolver, através dos trabalhos da literatura especializada, um modelo matemático que possa descrever o processo de secagem tanto na erva como no secador.
- Comparar os dados experimentais com os resultados teóricos, de forma de validar o modelo matemático para que possa ser utilizado em futuros projetos de secadores de ervas finas.

1.3. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Este trabalho está estruturado da seguinte forma apresentada a seguir.

O Capítulo 2 apresenta uma revisão da literatura focada na secagem de ervas finas, mostrando os principais conceitos relacionados aos mecanismos de transferência de massa e calor e as contribuições dos diversos pesquisadores que atuam nesta área. Ademais, se mostra diferentes tipos de secadores, procurando dar ênfase aos secadores convectivos, que é o caso de estudo deste trabalho. Finalmente é estudada neste capítulo a influência da aplicação da tecnologia de termossifões em fornos e trocadores de calor aplicados em processos de secagem.

O Capítulo 3 descreve os dois secadores utilizados nos testes experimentais, mostrando-se a instrumentação como: os termopares empregados, o sensor de umidade e de velocidade do ar, instalados em diferentes posições do secador. Os dados experimentais gerados

serão comparados posteriormente com resultados obtidos através dos modelos matemáticos.

O Capítulo 4 apresenta os modelos teóricos utilizados na simulação do processo de secagem em cada um dos secadores, detalhando-se: o processo de emigração da água tanto na folha como no talo, os fundamentos termodinâmicos para a determinação do calor isotérmico de sorção e os balanços de massa e energia para cada um dos casos. Finalmente se propõe um número adimensional de vazão de massa (MV) como critério de comparação dos secadores.

O Capítulo 5 apresenta o atual processo de secagem da Baldo S.A., detalhando-se o funcionamento da estufa de secagem, especificamente para a secagem da erva medicinal *Melissa Officinalis*.

O Capítulo 6 descreve o procedimento experimental de cada um dos testes realizados nos dois secadores estudados, mostrando os resultados obtidos. É feita uma validação dos resultados obtidos através dos modelos matemáticos utilizados para simular o processo de secagem, comparando-os com os resultados obtidos experimentalmente em cada um dos secadores estudados.

Finalmente, o Capítulo 7 apresenta as conclusões relativas a este trabalho, bem como as sugestões de aprimoramento para pesquisas futuras nesta área.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo se apresenta uma revisão da literatura concentrada na secagem de ervas finas, mostrando as principais contribuições dos pesquisadores nesta área, dando-se especial ênfase aos princípios físicos relacionados aos mecanismos de transferência de massa e calor. Também são mostrados diferentes tipos de secadores, dando-se ênfase aos secadores convectivos. Finalmente é estudado neste capítulo a tecnologia de termossifões aplicada a fornos e a trocadores de calor.

2.1. SECAGEM DE ERVAS FINAS

Os óleos essenciais, que constituem uma das matérias primas com maior importância para as indústrias de alimentos, farmacêutica, perfumaria e afins, são caracterizados quimicamente como misturas complexas de compostos de baixo peso molecular, sendo alguns altamente voláteis, capazes de gerar sabores e/ou aromas. Parte das propriedades farmacêuticas descritas para plantas finas são creditadas aos óleos essenciais (MORAIS, 2009).

A secagem de ervas é importante para a preservação dos seus princípios ativos. Um processo de secagem muito rápido pode gerar degradação destes, porém uma secagem muito lenta pode propiciar o aparecimento de microrganismos indesejáveis. Considerando que a taxa da secagem da erva depende principalmente da temperatura, velocidade e umidade relativa do ar de secagem, o controle preciso destes parâmetros é de grande importância na obtenção dos parâmetros ótimos de secagem para cada espécie, a fim de assegurar teores e composições químicas adequados do óleo essencial. (PACHECO et al. 2011).

Castro et al. (2004) fizeram uma revisão sobre a importância do processo de secagem na qualidade das plantas finas. Estes autores desmitificaram o paradigma de que a secagem das ervas finas só pode ser feita a 40 °C. Temperaturas de ar de secagem para diferentes variedades de ervas variaram de 50 a 60 °C, independentemente do método de secagem empregado, sem perder a quantidade e a qualidade dos princípios ativos das plantas finas estudadas. Recomendam ainda um valor de 0,5 m/s para a velocidade do ar de secagem, como ponto de partida para o projeto de secadores e para futuros trabalhos.

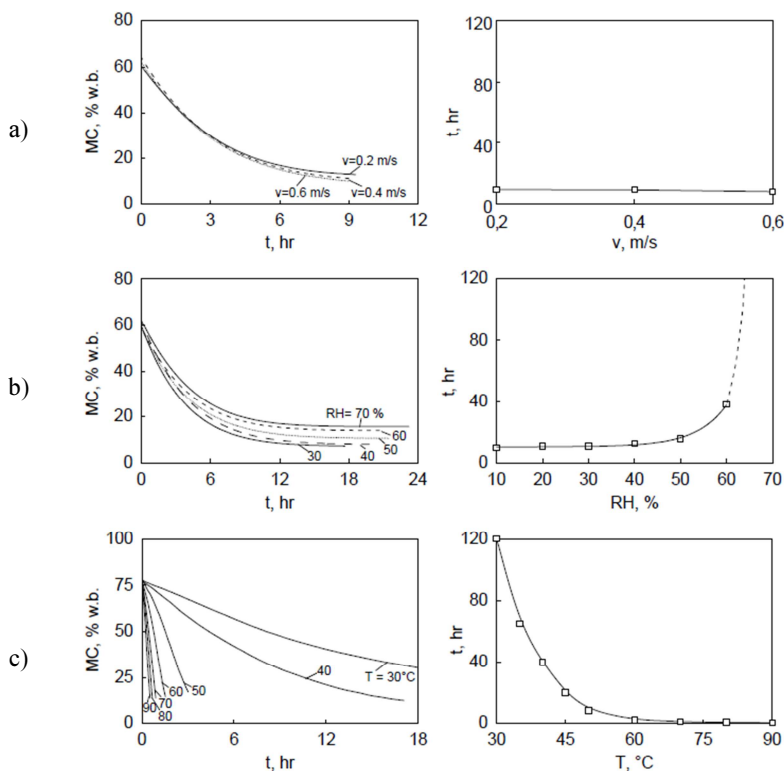
Lourenço et al. (2006), estudaram a influência da temperatura do ar de secagem no rendimento do óleo essencial de hortelã-comum (*Menta x villosa* Huds), secando-a em um secador de bandejas com ar aquecido a 40, 50, 60, 70 e 80 °C, concluindo que os maiores rendimentos de extração dos óleos foram obtidos quando o processo de secagem foi realizado com temperatura do ar de secagem igual a 50°C.

A temperatura não é o único fator que influencia a secagem de ervas finas, as condições do ar de secagem caracterizadas pela: temperatura, umidade relativa e velocidade também são muito importantes. Müller (1992) montou três experimentos envolvendo a secagem de finas camadas (30 mm) de *Salvia officinalis*. Primeiramente, variou a velocidade do ar entre 0,2 a 0,6 m/s, mantendo constantes a temperaturas de bulbo seco em 50 °C e a temperatura de orvalho do ar em 13 °C. Depois variou a umidade relativa do ar de 30 a 70%, mantendo constante a velocidade e temperatura do ar nos valores de $v=0,2[m/s]$ e $T=50[°C]$, respectivamente. Finalmente variou a temperatura de bulbo seco do ar entre 30 e 90 °C, mantendo constante a velocidade do ar em 0,2 m/s e temperatura de orvalho em 13 °C. O resultado destas experiências é mostrado na Figura 2.1.

Este pesquisador verificou que a velocidade do ar não tem um impacto significativo na secagem se as ervas estiverem dispostas em camadas finas; esta observação parece entrar em conflito com experiências práticas, onde muitas vezes o fluxo de ar a limita a capacidade do secador. Verificou que o tempo de secagem, para que a folha atingisse uma umidade final de 11%, foi o mesmo, independente da velocidade do ar. Porém, maior impacto foi observado em relação à umidade relativa, que variou de condições ambientais típicas a valores mais elevados. Este autor verificou que, inicialmente, o tempo de secagem aumentou de forma moderada, mas quando a umidade relativa do ar chegou perto de 50%, o tempo de secagem foi aumentado assintoticamente para o infinito. No caso da influência da temperatura no tempo de secagem concluiu que a resposta da velocidade de secagem à temperatura depende das propriedades características de cada espécie de erva medicinal, observando-se que o tempo de secagem para uma camada fina de *Salvia* diminui exponencialmente com o aumento da temperatura.

Outro experimento similar foi realizado por Müller et. al (1996) com *Chamomillarecutita*, onde o tempo de secagem foi reduzido de 52 h, a 30 °C até 6,5 h a 60 °C (MÜLLER, HEINDL. 2006).

Figura 2.1 Influência das propriedades do ar no processo de secagem. a) velocidade; b) umidade relativa; c) temperatura.

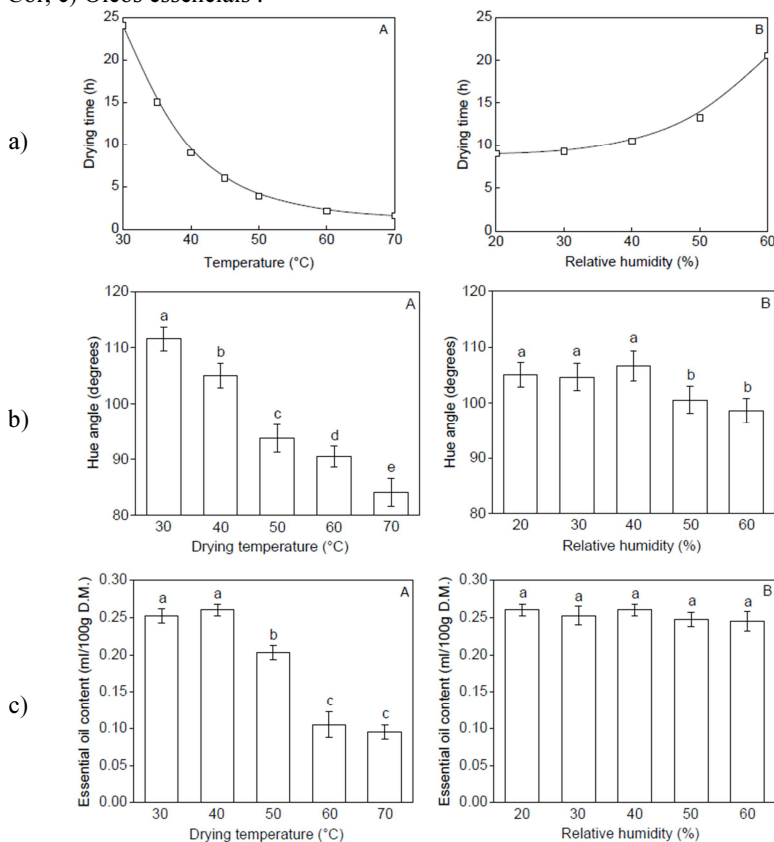


Fonte: MÜLLER E HEINDL (2006).

Argyropoulos e Müller (2011) estudaram o efeito da temperatura e umidade relativa do ar no tempo de secagem, na cor, e no conteúdo de óleos essenciais em folhas de *Melissa officinalis* L., mostrando que o tempo gasto para a erva em atingir 10% de umidade em base úmida, a partir de uma umidade inicial de aproximadamente 80%, decrescia consideravelmente com o aumento da temperatura do ar de secagem, afetando a cor do produto e diminuindo significativamente o conteúdo de óleos essenciais do produto final. Quando variaram a umidade relativa do ar no processo de secagem, observaram tempos de secagem similares aos obtidos por Müller e Heindl (2006), ou seja, somente com umidade relativa do ar superiores de 40%, o tempo de secagem é

afetado, tomando-se a cor e o conteúdo de óleos essenciais como parâmetros de comparação. Concluíram que a umidade relativa do ar é menos significativa que a sua temperatura e que a temperatura limite para secagem convectiva de *Melissa officinalis* é de 40 °C, sem comprometer os seus óleos essenciais e a cor do produto. Os resultados deste trabalho são apresentados na Figura 2.2.

Figura 2.2- Influência da Temperatura e umidade relativa do ar: a) Tempo, b) Cor, c) Óleos essenciais .



Fonte: ARGYROPOULOS E MÜLLER (2011).

2.2. UMIDADE DE UM SÓLIDO

De acordo com a literatura, pode-se definir a umidade ou teor de água de um sólido como a proporção direta entre a massa de água presente no material e massa de matéria seca. O conteúdo de umidade é a quantidade de água que pode ser removida do sólido sem alterar a estrutura molecular deste (PARK et al 2007).

É importante destacar que existem duas formas de apresentar o conteúdo de umidade de um sólido, como base seca (b.s.) ou úmida (b.u.). A ignorância destas definições pode levar a fabricantes lidar com produtos ou matérias primas com mais água do que se supõe. Define-se umidade de um sólido na base seca U_d como o quociente entre a massa de água M_w contida no sólido e a massa do sólido sem esta água M_s , ou seja (MÜLLER, HEINDL. 2006):

$$U_d = \frac{M_w}{M_s} \quad (2.1)$$

Define-se umidade de um sólido na base úmida U_w como o quociente entre a massa de água contida no sólido e a massa total do sólido úmido $M_T = M_s + M_w$ (MÜLLER, HEINDL. 2006):

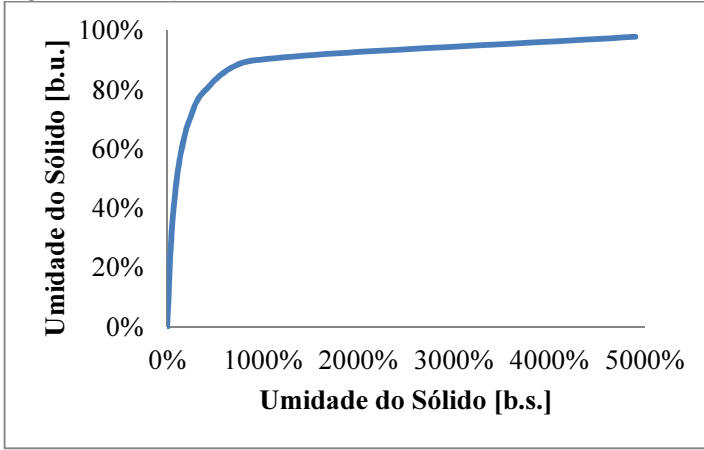
$$U_w = \frac{M_w}{M_s + M_w} \quad (2.2)$$

A transformação da umidade de uma base para outra pode ser obtida pelas seguintes expressões e pela Figura 2.3:

$$U_w = \frac{U_d}{1 + U_d} \quad (2.3)$$

$$U_d = \frac{U_w}{1 - U_w} \quad (2.4)$$

Figura 2.3- Relação entre Umidade em base seca e base úmida



Segundo Ronicely et al. (2012), na ausência de um modelo para a determinação rápida do teor de água das ervas finas, pode-se calcular matematicamente a massa desejada ao final do processo, com as seguintes fórmulas:

$$M_{T_f} = M_{T_0} \left(\frac{1 - U_{w_0}}{1 - U_{w_f}} \right), \quad (2.5)$$

$$M_{T_f} = M_{T_0} \left(\frac{1 + U_{d_0}}{1 + U_{d_f}} \right), \quad (2.6)$$

onde os índices 0 e f correspondem ao início e ao final do processo, respectivamente.

2.3. PARÂMETROS PSICROMÉTRICOS

A psicrometria é a ciência que estuda as propriedades do ar úmido (uma mistura de ar seco e vapor d'água) e os processos envolvendo transferência de calor e massa (secagem, umidificação, resfriamento, aquecimento, etc.) decorrentes da mudança da temperatura ou do conteúdo de vapor de água da mistura. O ar seco (ar

sem vapor de água) é composto essencialmente de aproximadamente 78% de nitrogênio e quase 21% de oxigênio, estando também presentes 1% de dióxido de carbono e quantidades pequenas de outros gases, como hidrogênio, hélio, neon e argônio (DOSSAT 2001).

À pressões abaixo de 10 kpa, o vapor de água pode ser tratado como gás ideal, independente da sua temperatura, com erros desprezíveis (menor de 0,1%). Assim, o ar úmido pode ser considerado como uma mistura de gases ideais, que obedece a lei de Dalton, ou seja, a pressão barométrica total P sempre é igual à soma das pressões parciais do ar seco P_a e a do vapor de água P_v . (ÇENGEL, 2009).

$$P = P_a + P_v \quad (2.7)$$

Os parâmetros psicrométricos mais importantes para este trabalho são definidos a seguir:

2.3.1. Temperatura de orvalho

Quando a temperatura do ar é igual à temperatura de saturação correspondente à pressão parcial do vapor de água, então o vapor de água se encontra no estado saturado e se diz que o ar está saturado. A temperatura em que este fenômeno ocorre é conhecida como temperatura de orvalho e corresponde à temperatura onde o vapor de água contido no ar inicia a sua condensação à pressão constante (DOSSAT 2001).

2.3.2. Temperatura de bulbo seco

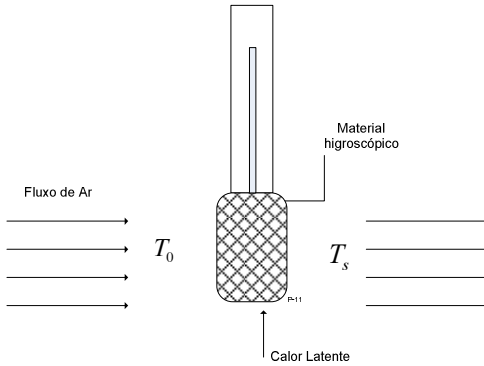
Temperatura da mistura ar seco e vapor de água indicada pelo termômetro ordinário. O termo “bulbo seco” é utilizado para diferenciar da temperatura de bulbo úmido. (DOSSAT 2001).

2.3.3. Temperatura de bulbo úmido

Para poder explicar a temperatura de bulbo úmido, se considera o termômetro da Figura 2.4, cujo bulbo está envolvido por um material higroscópico, embebido em água destilada. Neste caso, o fluxo de ar que circula pelo dispositivo, provoca a transferência de calor e massa simultaneamente entre o fluxo de ar e o sensor. O fluxo de ar

retira calor latente e parte da água do material higroscópico se evapora, causando uma redução da temperatura do bulbo do termômetro. Para a condição de regime permanente, o termômetro vai indicar uma temperatura de equilíbrio conhecida como temperatura de bulbo úmido (SIMÕES-MOREIRA, 1999).

Figura 2.4- Esquema do termômetro de bulbo úmido



Fonte: Adaptado do Çengel, 2009.

2.3.4. Umidade absoluta

Define-se umidade absoluta ω , como a razão entre as massas de vapor de água m_v e do ar seco m_a presentes na mistura (ar úmido). Esta propriedade também é conhecida na literatura como umidade específica (DOSSAT, 2001), sendo dada por:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.8)$$

2.3.5. Umidade relativa

A umidade relativa do ar ϕ é a razão entre a fração molar de vapor de água presente na mistura, x_v , e a fração molar que o vapor de água teria se a mistura estivesse saturada, x_{vs} , à mesma temperatura e pressão total, ou seja:

$$\phi = \frac{x_v}{x_{vs}} \quad (2.9)$$

Quando o ar úmido é considerado como gás ideal, a umidade relativa também pode ser representada como a relação entre a pressão parcial real P_v exercida pelo vapor de água em qualquer volume de ar e a pressão parcial que exerceria o vapor se estivesse saturado P_{vs} à temperatura ambiente, ou seja:

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (2.10)$$

A umidade relativa do ar varia entre 0 e 1 e, por isso, é hábito fornecer o valor de ϕ em termos de porcentagem. Assim $\phi = 0\%$ está reservado para o ar seco, enquanto que $\phi = 100\%$ indica o ar úmido saturado (SIMÕES-MOREIRA, 1999).

2.3.6. Entalpia específica

A entalpia do ar atmosférico, que é uma mistura de ar seco e vapor de água, deve ser expressa em termos da entalpia do ar seco e da entalpia do vapor de água. Na maioria das aplicações, a quantidade de ar seco na mistura permanece constante e somente a quantidade de vapor de água é considerada variável. Portanto, a entalpia específica do ar atmosférico pode ser expressa por unidade de massa de ar seco e não por unidade de massa total da mistura (ÇENGEL, 2009).

Assim a entalpia específica do ar atmosférico, h , pode ser escrita como:

$$h = h_a + \omega \cdot h_v, \quad (2.11)$$

onde h_a e h_v correspondem à entalpia específica do ar seco e do vapor de água, respectivamente, e ω corresponde à umidade absoluta do ar atmosférico.

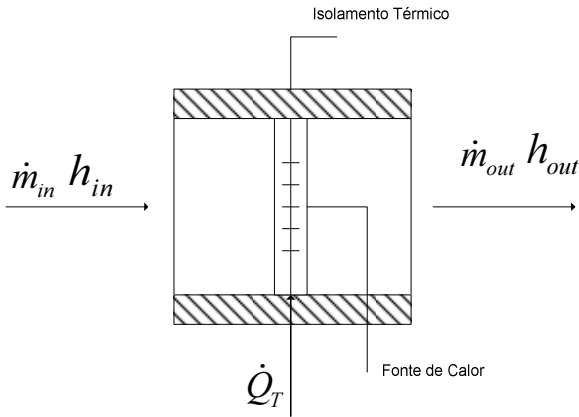
2.4. PROCESSOS BÁSICOS COM AR ÚMIDO

A seguir são apresentados os processos termodinâmicos elementares relativos à manipulação do ar úmido, considerados neste trabalho. Regime permanente é considerado para todos os processos tratados neste trabalho, que, por hipótese, ocorrem a uma mesma pressão barométrica de mistura.

2.4.1. Aquecimento sensível

Este processo refere-se ao processo no qual o calor é adicionado a uma corrente de ar úmido, sem resultar na variação do teor de vapor de água na mistura. Na Figura 2.5 mostra-se a passagem de ar por uma fonte de calor, aumentando assim a temperatura total do ar, cuja umidade absoluta é mantida constante, gerando uma diminuição da umidade relativa do ar. (SIMÕES-MOREIRA, 1999).

Figura 2.5- Esquema do processo de aquecimento sensível



Fonte: Adaptado do Çengel, 2009.

Considerando a equação de conservação de massa no volume de controle, tem-se:

$$\left. \frac{dm}{dt} \right|_{VC} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} + \dot{m}_g, \quad (2.12)$$

onde m_{in} e m_{out} são as massas que ingressam e saem do volume de controle, respectivamente. Como no processo de aquecimento sensível não existe geração de massa, o seja $m_g = 0$, a massa total no volume de controle não muda com o tempo e a equação (2.12) pode ser escrita como:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad (2.13)$$

Substituindo a equação (2.8) na equação (2.13) se tem:

$$\omega_{in} = \omega_{out} \quad (2.14)$$

Realizando o balanço de energia no volume de controle, pode-se conhecer o fluxo de calor trocado no dispositivo de aquecimento sensível.

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_a (h_{out} - h_{in}), \quad (2.15)$$

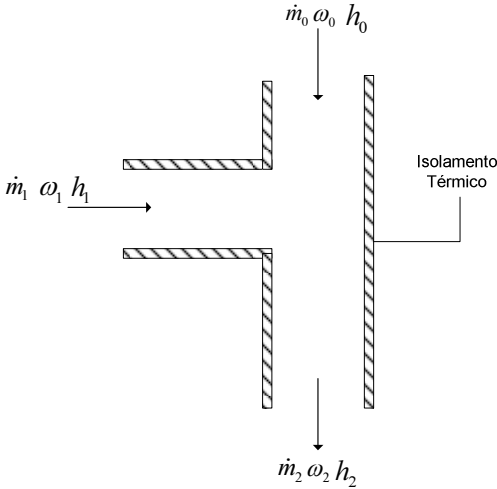
onde h_{in} e h_{out} correspondem à entalpia específica do ar úmido na entrada e saída respectivamente, e m_a é a massa de ar seco que circula pelo volume de controle, a qual é constante no tempo e pode ser escrita a partir da equação (2.8) como:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{in}}{(1 + \omega_{in})} = \frac{\dot{m}_{out}}{(1 + \omega_{out})} \quad (2.16)$$

2.4.2. Mistura adiabática de dois fluxos de ar úmidos

Em muitas aplicações de acondicionamento de ar, para manter as propriedades de umidade e aproveitar a energia do ar na saída, é utilizada a mistura adiabática de dois fluxos de ar úmidos: geralmente um fluxo que vem do processo e outro que vem do ambiente, conforme esquematizado na Figura 2.6. A troca de calor com a vizinhança é pequena assim o processo de mistura pode ser considerada como adiabático. Em geral este tipo de processo não implica em interações de trabalho e as mudanças de energia potencial e cinética são consideradas desprezíveis (ÇENGEL, 2009).

Figura 2.6- Esquema da mistura adiabática de ar úmido



Fonte: Adaptado do Çengel, 2009.

Realizando o balanço de massa de ar seco a partir da equação (2.16), tem-se:

$$\frac{\dot{m}_1}{1 + \omega_1} + \frac{\dot{m}_0}{1 + \omega_0} = \frac{\dot{m}_2}{1 + \omega_2} \quad (2.17)$$

A conservação da massa de vapor de água estabelece que:

$$\dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_0 X_0 = \dot{m}_2 X_2, \quad (2.18)$$

onde X corresponde à fração mássica de vapor de água na mistura de ar úmido, definida como a razão entre as massas de vapor de água e a massa total de ar úmido. Em função da umidade absoluta, a fração mássica pode ser escrita como segue:

$$X = \frac{\omega}{1 + \omega} \quad (2.19)$$

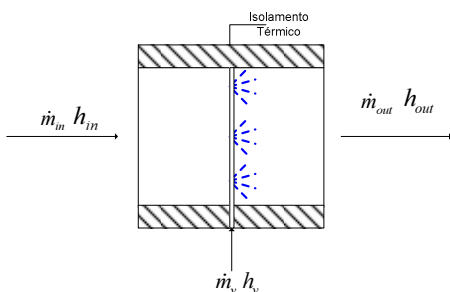
A partir da equação de conservação da energia e da equação (2.17), se obtém a entalpia específica do ar úmido na saída do processo, dada pela expressão:

$$h_2 = \frac{\dot{m}_1 (1 + \omega_0) h_1 + \dot{m}_0 (1 + \omega_1) h_0}{\dot{m}_1 (1 + \omega_0) + \dot{m}_0 (1 + \omega_1)} \quad (2.20)$$

2.4.3. Umidificação adiabática do ar úmido

Em alguns processos, quando o teor de umidade do ar é baixo, pode ser necessário aumentar o seu conteúdo de vapor, podendo-se empregar, para isso, o processo de umidificação adiabática (SIMÕES-MOREIRA, 1999). A Figura 2.7 apresenta um esquema deste processo.

Figura 2.7- Esquema da umidificação adiabática do ar



Fonte: Adaptado do Çengel, 2009.

Desta forma as seguintes equações podem ser obtidas, a partir dos balanços de massas do ar seco e do vapor de água, respectivamente:

$$\frac{\dot{m}_{in}}{1 + \omega_{in}} = \frac{\dot{m}_{out}}{1 + \omega_{out}} \quad (2.21)$$

$$\dot{m}_{in} X_{in} + \dot{M}_v = \dot{m}_{out} X_{out} \quad (2.22)$$

Substituindo a equação (2.22) na equação (2.21), obtém-se a umidade absoluta do ar na saída do processo de umidificação adiabática:

$$\omega_{out} = \omega_{in} + \frac{\dot{M}_v}{\dot{m}_{in}}(1 + \omega_{in}) \quad (2.23)$$

Realizando o balanço de energia no volume de controle e substituindo na equação (2.23), obtém-se uma expressão para a entalpia específica do ar úmido na saída da umidificação, dada por:

$$h_{out} = h_{in} + \frac{\dot{M}_v}{\dot{m}_{in}}(1 + \omega_{in})h_v \quad (2.24)$$

2.5. MÉTODOS DE SECAGEM E TIPOS DE SECADORES

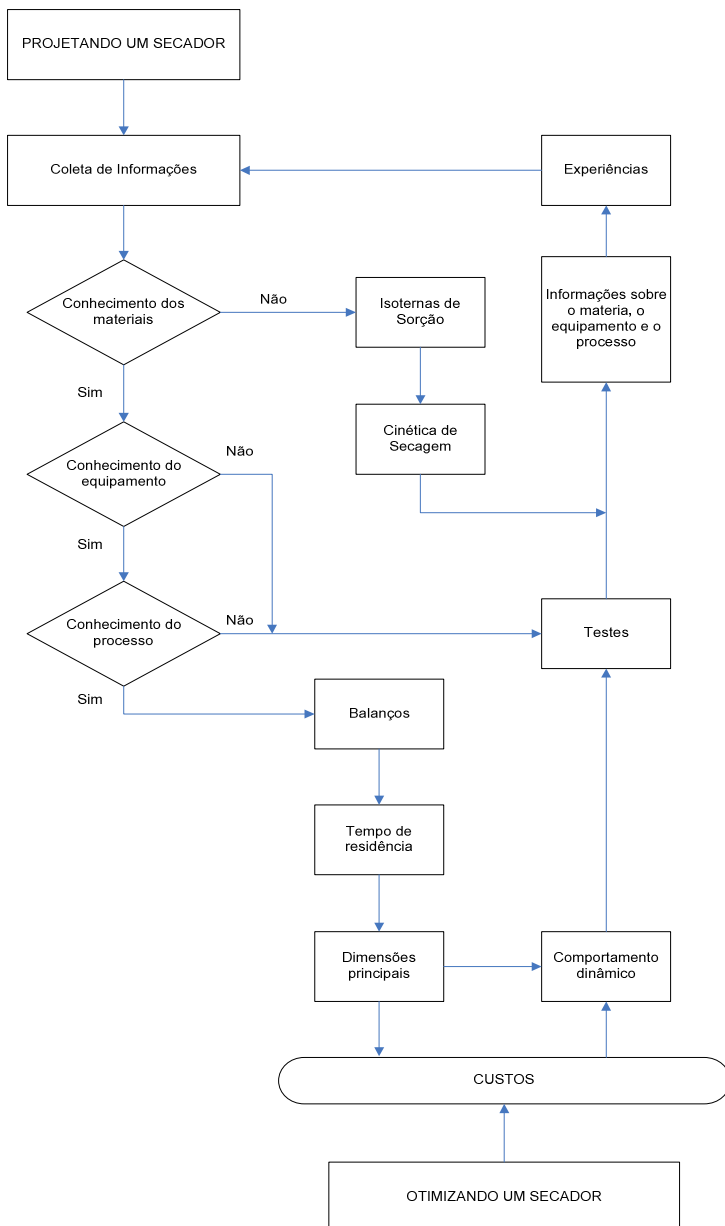
Existem diferentes métodos para fornecer o calor com o objetivo de secar sólidos. A escolha do método e do secador adequado deve levar em consideração as vantagens e desvantagens dentre as várias alternativas disponíveis, tanto do ponto de vista técnico como do econômico (ALONSO e PARK, 2005).

O dimensionamento de um equipamento de secagem normalmente demanda o projeto do secador, uma vez que dificilmente estes equipamentos são vendidos em escala. Alonso (2001) propõe um algoritmo de seleção e dimensionamento de secadores tomando como referência o modelo de seleção proposto por Keey (1978), o qual é apresentado na Figura 2.8.

Diversos trabalhos na literatura tratam da classificação e seleção de diferentes secadores industriais, dentre os quais se destacam: Kemp (1998), Baker (1997), Alonso e Park (2005), Müller e Heindl (2006), Park et al. (2007) e Mujumdar (2006).

No presente trabalho, enfoque será dado no conhecimento dos materiais, equipamento e do processo de secagem. Para isto será apresentado um equipamento em escala de laboratório, onde informações básicas de processos e materiais foram adquiridas, correspondendo às primeiras etapas do Algoritmo de Keey, proposto para o desenvolvimento de um secador industrial.

Figura 2.8- Algoritmo de Keeey(1978) para projeto de um secador.



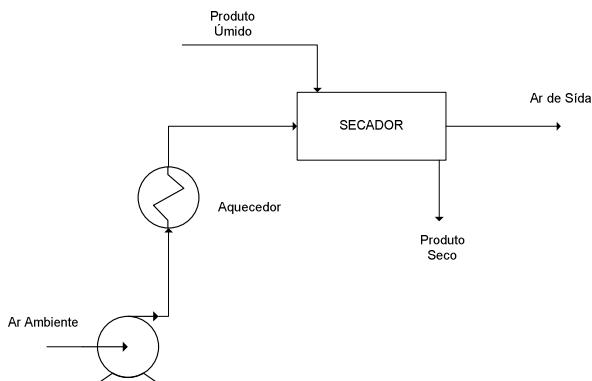
Fonte: Adaptado de Alando, 2001.

Como se verifica na literatura, os processos de secagem para ervas finas mais utilizados são os apresentados a seguir.

2.5.1. Secagem por convecção

Este é um dos métodos mais comuns, onde calor sensível é transferido para o material por convecção. O agente de secagem (ar pré-aquecido) passa sobre ou através do sólido a ser seco, evaporando a umidade e transportando-a para fora do secador (Figura 2.9). Visando aumento da eficiência térmica e a economia de energia, uma recirculação total ou parcial do ar de secagem pode ser empregada (Figura 2.10). As condições de secagem podem ser controladas pela temperatura e umidade do ar aquecido (PARK et al., 2007).

Figura 2.9- Secagem por convecção sem circulação de ar.



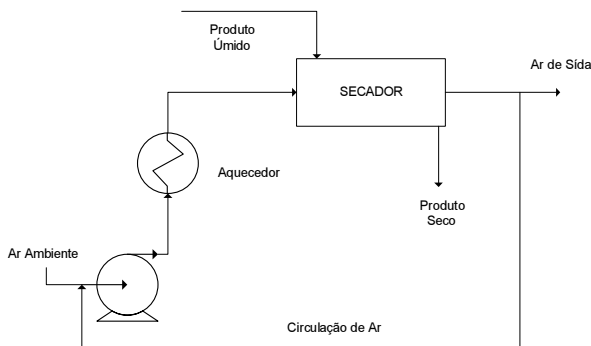
Fonte: Adaptado de Park et al., 2007.

Vários trabalhos envolvendo a secagem por convecção, representados pelo esquema apresentado na Figura 2.10, são encontrados na literatura.

Kiranouidis (1997) propõe um modelo matemático para previsão de parâmetros de operação do secador de esteira mostrado na Figura 2.11, onde cada câmara de secagem conta com uma unidade de aquecimento individual e um ventilador para a circulação do ar pelo produto. Este esquema ainda apresenta uma câmara para a mistura do

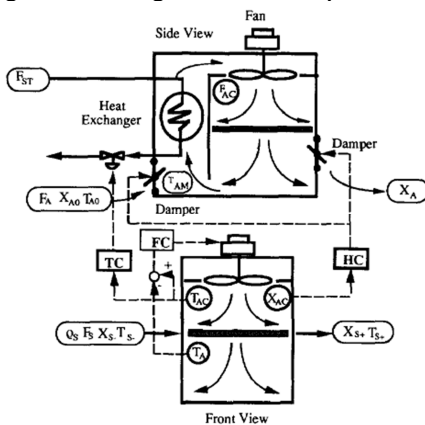
ar ambiente com o ar do processo, com o objetivo de manter as condições de umidade relativa do ar e economizar energia.

Figura 2.10- Secagem por convecção com circulação de ar.



Fonte: Adaptado de Park et al., 2007.

Figura 2.11- Diagrama de fluxo típico do interior de uma câmara de secagem.



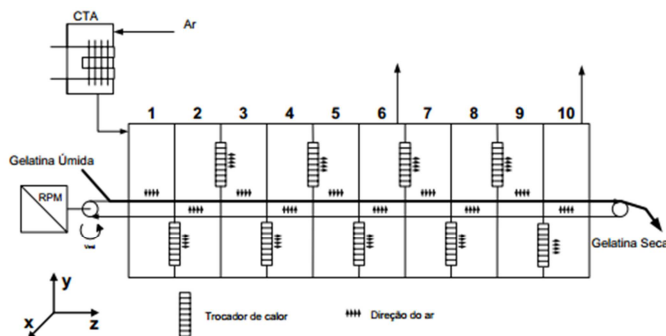
Fonte: KIRANOUIDIS (1997).

Prates et al. (2007), e Ruiz-Lopez et al (2008), fizeram uma modelagem matemática de um sistema de secagem por batelada, com recirculação de ar, similar ao apresentado na Figura 2.10.

Corazza et al. (2003), desenvolvem um modelo transiente para um secador do tipo esteira. O produto passa por dez câmaras individuais onde é secado pelo fluxo de ar que circula em sentido

transversal ao seu leito, como é mostrado na Figura 2.12. O ar usado para secar é previamente filtrado e desumidificado na central de tratamento de ar. São utilizados trocadores de calor em cada uma das câmaras para aquecer o ar, diminuindo assim sua umidade relativa, aumentando o potencial de secagem. Pode-se trabalhar com diferentes temperaturas do ar de secagem em cada uma destas câmaras, sendo esta uma das principais características deste tipo de secadores.

Figura 2.12- Representação do secador tipo esteira.



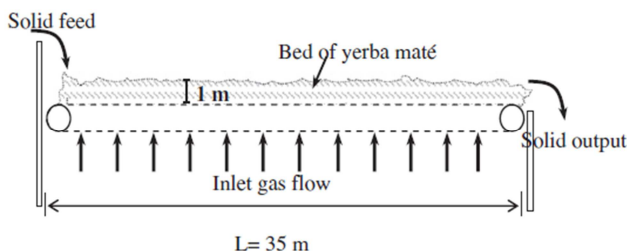
Fonte: CORAZZA et al. (2003).

Holowaty (2012) propõe um modelo matemático que simula o comportamento do secador mostrado na Figura 2.13. Pode se observar que o esquema do secador estudado mantém o conceito de secagem convectiva onde o ar de secagem em condições de umidade relativa e temperatura conhecidas atravessa o produto, evaporando a umidade e transportando-a para fora do secador. Este processo de troca de massa e calor gera, no ar de secagem, uma perda da qualidade pelo aumento da umidade, sendo este o principal motivo que impede o uso, nestes equipamentos, de várias esteiras, uma acima da outra.

Segundo Müller e Heindl (2006), para a secagem de raízes, flores e ervas são usados secadores de três até cinco esteiras. O material “in natura” é elevado com ajuda de uma esteira até a parte superior do secador, como é mostrado na Figura 2.14. O fluxo de ar é adaptado para cada esteira dependendo da quantidade de vapor de água liberada pelo material. Assim, o fluxo de ar é controlado desde a esteira inferior até a superior, tanto em relação à umidade, quanto à temperatura, de forma a compensar os efeitos do resfriamento e do aumento de umidade, gerados pela evaporação da água da erva. Desta

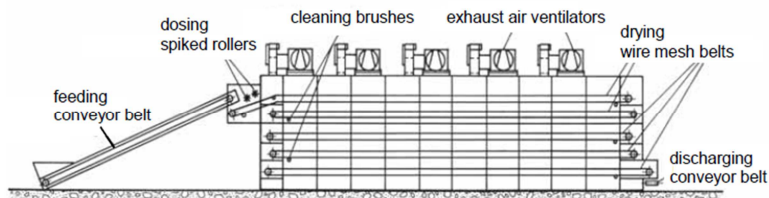
forma, os secadores de esteiras podem operar a temperaturas mais altas que os secadores por bateladas, o que leva a um aumento na capacidade de secagem, sem uma excessiva tensão térmica do produto seco. A velocidade da esteira se reduz de cima para baixo, de forma a variar a espessura da camada a ser seca, visando um melhor aproveitamento de energia.

Figura 2.13- Esquema do secador de esteira para erva mate.



Fonte: HOLOWATY (2012).

Figura 2.14- Diagrama de fluxo típico do interior de uma câmara de secagem.



Fonte: MÜLLER E HEINDL (2006).

2.5.2. Secagem por Radiação

Pode-se empregar a radiação como mecanismo de troca de calor na secagem de erva. A energia térmica neste caso pode ser suprida através de vários tipos de fonte eletromagnética. Como, no material a ser seco, a penetração do calor trocado por radiação na faixa do infravermelho é baixa, a secagem por radiação é geralmente usada para materiais finos, tais como filmes, pinturas e coberturas. Radiadores de baixa temperatura e lâmpadas de quartzo de alta temperatura são geralmente empregados como fonte de radiação infravermelha. Na secagem por radiação, o transporte de umidade e a

difusão de vapor do sólido seguem as mesmas leis que a secagem por convecção. (PARK et al. 2007).

Reis et al. (2012), modelaram as curvas de secagem para folhas de Manjerição (*Ocimum basilicum* L.) por infravermelho nas temperaturas de 50, 60, 70 e 80 °C e avaliaram a influência das temperaturas de secagem na cor das folhas desidratadas. A secagem foi conduzida em secador infravermelho com controle de temperatura e em estufa com circulação de ar. Estes autores concluíram que a secagem no infravermelho demanda menor tempo de secagem quando é comparada à secagem convectiva.

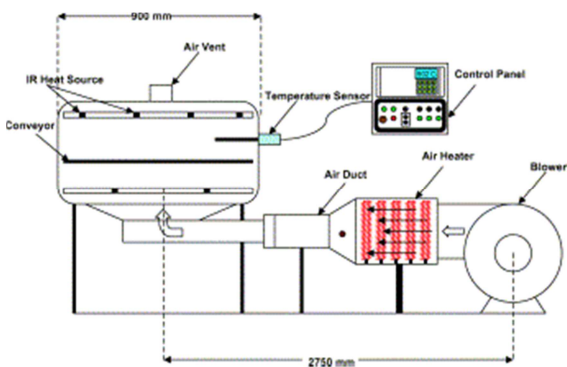
Santos (2009) efetuou uma análise comparativa da secagem de sementes de girassol da variedade EMBRAPA 122, utilizando uma estufa de convecção forçada e um secador infravermelho (IV). A análise comparativa dos métodos de secagem com base nos valores de difusividade efetiva de massa demonstrou que a técnica empregando radiação IV tem maior potencialidade para remover a umidade das sementes em temperaturas superiores a 50°C. A aplicação de radiação IV para a secagem resultou numa redução do consumo de energia específica, entre 50 e 62%, quando comparada com a secagem convectiva. Os potenciais de regeneração fisiológica e as composições físico-químicas das sementes secas pelos dois métodos de secagem foram similares.

Ratti e Mujumdar (2006) apresentam uma série de vantagens e desvantagens da secagem no infravermelho. Entre as vantagens se conta: a) a radiação penetra diretamente no produto sem aquecer o ambiente; b) existe um aquecimento uniforme do produto; c) é fácil de programar e manipular o aquecimento para diferentes produtos; d) observa-se um nivelamento dos perfis de umidade no produto e baixa deterioração do produto; e) baixo custo das fontes de IR em comparação com dielétrico e fontes de micro-ondas, além de apresentaram longa vida útil e baixa manutenção; f) equipamentos IV ocupam pouco espaço e podem ser facilmente adaptados para serem instalados antes de secadores convencionais, em série; g) a tecnologia IV tem baixo custo. Por outro lado, as desvantagens são: a) a instalação de vários aquecedores IV nem sempre é simples; b) os testes do equipamento de secagem devem ser realizados na própria planta para assegurar uma concepção bem sucedida; c) o projeto do equipamento deve levar em conta os riscos potenciais de incêndio, quando em operação.

Hebbar et al. (2003) desenvolveram um equipamento mostrado na Figura 2.15, para secagem convectiva combinada com

infravermelha, sendo que estes processos de secagem também podem operar de forma independente. O estudo de avaliação de desempenho indicou que o processo combinado reduziu o tempo de secagem em 48%, além de consumir 63% menos energia em comparação com a secagem por ar quente. A secagem combinada também apresentou melhores resultados em comparação com o processo por apenas IV. A eficiência de utilização de energia do secador foi estimada em 38%, tanto para a secagem de cenoura quanto para a de batata.

Figura 2.15- Equipamento para secagem convectiva e infravermelho.



Fonte: H.U. Hebbar et al. (2003).

2.6. TECNOLOGIA DE TERMOSSIFÕES

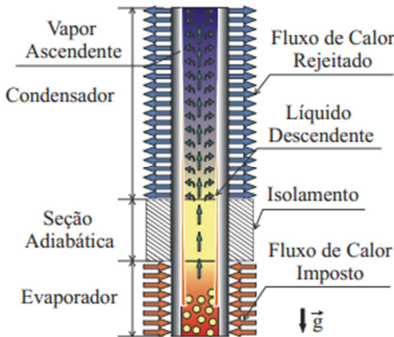
Um termossifão bifásico é um dispositivo para transmissão de calor que consiste basicamente de um tubo metálico, selado nas pontas e parcialmente preenchido por um fluido de trabalho. É dividido em três regiões principais: evaporador, onde calor é inserido no sistema; região adiabática, que pode ou não existir, e condensador, onde calor é retirado (Figura 2.16). Dentro do tubo do termossifão, há um fluido está em mudança de fase: ebulição na região do evaporador e condensação na região do condensador (MANTELLI, 2010).

Para modelar os termossifões, se utiliza uma analogia entre circuitos elétricos e térmicos. A resistência térmica global R_t [K/W] é definida como a razão entre a diferença de temperatura do evaporador e do condensador e a potência térmica transferida sendo determinada pela expressão (MANTELLI et al.[1] 2006):

$$R_t = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{Q_t}, \quad (2.25)$$

onde \bar{T}_e e \bar{T}_c representam as temperaturas médias do evaporador e condensador, respectivamente e Q_t corresponde à taxa de calor transferido pelo termossifão.

Figura 2.16- Esquema de um termossifão bifásico.

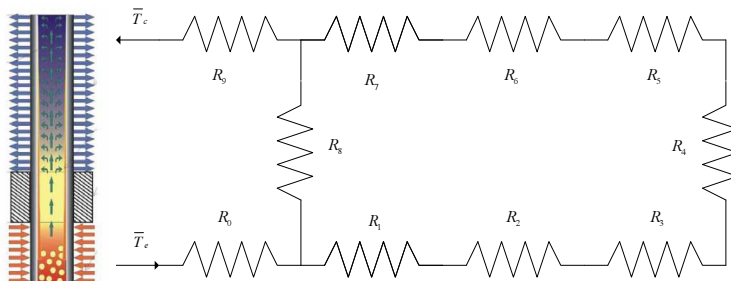


Fonte: (MANTELLI, 2010)

Aplica-se a analogia entre circuitos eléctricos e térmicos na modelagem do comportamento térmico de termossifões, onde a resistência térmica global representa a “dificuldade” que o dispositivo tem para transportar o calor. Quanto maior é a resistência global, maior é a dificuldade do dispositivo para transportar o calor. A Figura 2.17 apresenta o circuito térmico equivalente para um termossifão, onde R_0 e R_9 representam as resistências térmicas entre a parede do tubo e o ambiente externo, para o evaporador e condensador, respectivamente, R_1 e R_7 correspondem às resistências térmicas da condução do calor para o interior do tubo através das paredes do evaporador e condensador respectivamente, R_2 e R_6 são as resistências térmicas associadas com a evaporação e condensação dentro do termossifão, R_3 e R_5 são as resistências térmicas que ocorrem na interface líquido-vapor do evaporador e condensador, R_8 corresponde à resistência térmica associada à condução de calor pela parede do evaporador até o condensador e, finalmente, R_4 é a resistência associada à queda da temperatura de saturação entre o evaporador e o

condensador, devida à queda de pressão no escoamento do vapor. (MANTELLI, 2010).

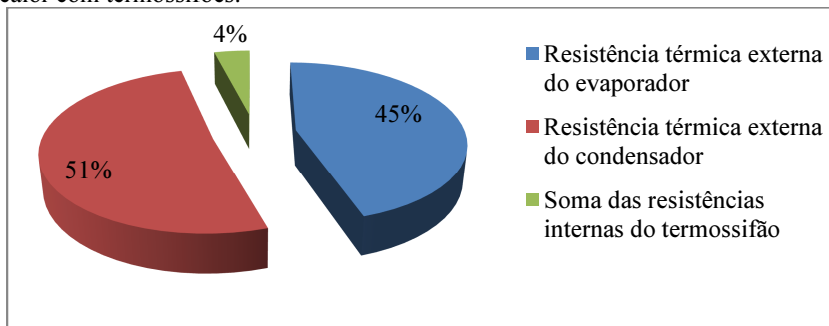
Figura 2.17- Circuito térmico equivalente de um termossifão.



Fonte: Adaptado de Mantelli et al. [1], 2006.

Segundo Mantelli et al. [1] (2006), normalmente em um trocador de calor, a resistência térmica dos termossifões é pequena quando é comparada às resistências por convecção externas aos tubos. A Figura 2.18 mostra o resultado dos cálculos feitos por estes autores em relação às resistências térmicas internas e externas para um caso de um recuperador de calor de 700 kW projetado para uma unidade de Xisto da Petrobrás em S. Mateus do Sul (SIX), onde as resistências térmicas internas são praticamente desprezíveis, em comparação com as resistências convectivas dos gases com as paredes externas do termossifão.

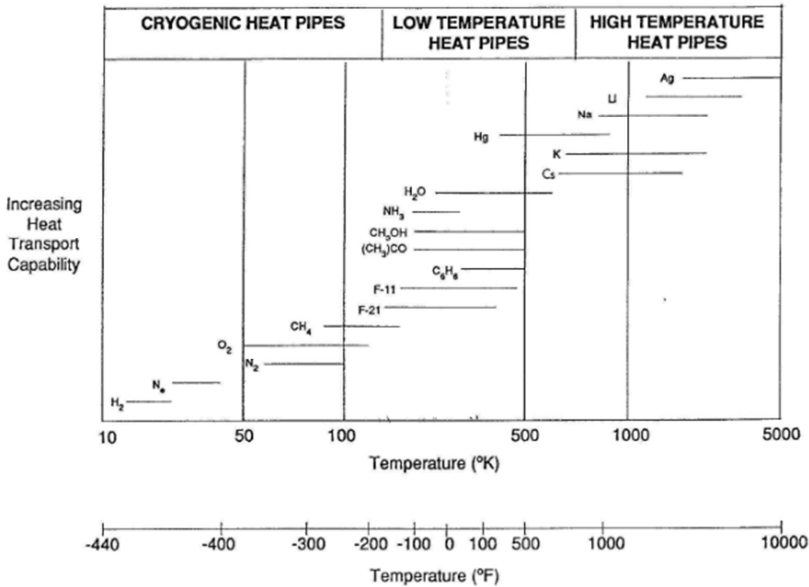
Figura 2.18- Participações na resistência térmica global de um trocador de calor com termossifões.



Fonte: Adaptado de Mantelli et al. [1], 2006.

A escolha do fluido de trabalho deve ser muito cuidadosa, uma vez que a operação de um tubo de calor se baseia principalmente na vaporização e condensação deste. O principal critério empregado na seleção deve ser a sua temperatura de operação. A temperatura de mudança de fase do fluido de trabalho deve ser compatível com o nível de temperatura de operação, que pode variar desde temperaturas criogênicas (5 a 100 K) até níveis bastante altos (acima de 1000 K). A Figura 2.19 mostra alguns fluidos de trabalho típicos, agrupados de acordo com a temperatura de operação do dispositivo. Além das propriedades termofísicas, propriedades como molhabilidade do fluido e tensão superficial são importantes e devem ser avaliadas. (MANTELLI, 2010).

Figura 2.19- Fluidos de trabalhos típicos e sua temperatura de operação.



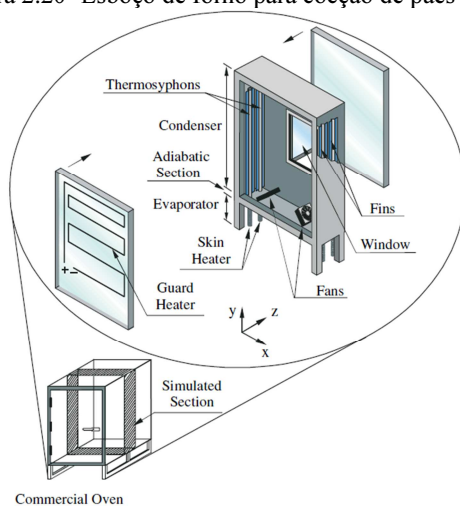
Fonte: (MANTELLI, 2010)

Pode-se aplicar a tecnologia de termossifões em diferentes equipamentos e processo industriais da engenharia, sendo fornos e recuperação de calor em processos de secagem os mais relevantes para o presente trabalho.

2.6.1. Termossifões aplicados em fornos

Silva e Mantelli (2004), avaliaram o desempenho dos termossifões como dispositivos responsáveis de realizar a troca de calor entre a câmaras de combustão e a câmara de cocção em fornos para cocção de pães. Estes autores desenvolveram um modelo teórico que simula o transiente da distribuição de temperaturas dentro da câmara de cocção de um protótipo de forno para cocção de pães, assistido por termossifões verticais, conforme apresentado na Figura 2.20. Os resultados obtidos experimentalmente mostram um alto grau de uniformidade na distribuição da temperatura no interior da câmara de cocção. Além disso, mostraram que o fluxo de calor por radiação foi a maior fração de energia na câmara e que a sua distribuição também era bastante uniforme, evitando uma sobre ou baixa cocção dos produtos. Os autores apresentam um modelo teórico que mostrou ser bastante preciso quando comparados com os resultados experimentais. Com base nestes dados, os autores puderam estimar a economia de energia associada à aplicação da tecnologia de termossifões em fornos de padaria, que foi comparada com os métodos de aquecimento usuais utilizados no mercado.

Figura 2.20- Esboço de forno para cocção de pães com termossifões



Fonte: (SILVA e MANTELLI, 2004).

Milanez e Mantelli (2004) desenvolveram um novo método experimental para obter o coeficiente de transferência de calor em dois tipos diferentes de cavidades, a primeira aquecida usando a tecnologia de termossifões verticais e a segunda empregando um método mais convencional de aquecimento, onde os gases quentes de exaustão são misturados com o ar da cavidade. O método experimental consistia basicamente na medição da variação da temperatura de pequenos blocos de alumínio 15x15x15 mm, onde os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação foram determinados usando blocos polidos e pretos respectivamente. Os resultados obtidos por estes autores mostrou que a cavidade aquecida com termossifões apresenta um maior grau de uniformidade na temperatura e nos coeficientes de transferência de calor por radiação. Os coeficientes de transferência de calor por convecção são igualmente uniformes nos dois casos. Também a compararam com os coeficientes de transferência de calor convectivos em regimes permanente e transiente, observando maiores coeficientes no regime transiente. Este método também foi usado por Santos e Mantelli (2009) para estudar os coeficientes de transferência de calor por radiação e convecção dentro de um forno para pizza.

Parametthanuwat et al. (2010) estudaram a aplicação de termossifões no processo de defumação de linguiça de peixe. Os fluidos de trabalho estudados pelos autores, em volume correspondente a 80% do evaporador, foram água, água acrescida de nano-partículas de prata e água com nano-partículas de ouro, ambos em concentrações de 0,5% (w/v). Estes autores observaram que o uso da tecnologia de termossifões melhora a distribuição de temperatura dentro da câmara, diminuindo assim o tempo total do processo. O tempo total do processo para o forno original foi de 60 minutos, com o forno assistido com termossifões com água como fluido de trabalho diminuiu em 20 minutos. Para termossifões com fluido de trabalho acrescidos de nano-partículas, este tempo foi de 25 e 23 minutos, para prata e ouro, respectivamente. O consumo de combustível também diminuiu aproximadamente em 1,2, 1,8 e 1,5 kg de gás por cada 100 kg de linguiça de peixe defumada, para água, água + nano-partículas de prata e água + nano-partículas de ouro, respectivamente. A eficiência térmica definida como a razão da taxa de calor aproveitada a partir da taxa de calor aportada ao sistema, também foi melhorada com o uso da tecnologia de termossifões em 27,3%, 31,8% e 32,7% para água, água + nano-partículas de prata e água + nano-partículas de ouro, respectivamente.

Mantelli et al.[2] (2006) aplicaram a tecnologia de termossifões em formato de árvore, estudada por Mantelli et al. (2005), em fornos de cocção de pães. O resultado obtido pelos autores mostrou um alto grau de homogeneidade na distribuição de temperatura no interior da câmara de cocção, garantindo um grande controle da qualidade do produto, e, ao mesmo tempo, uma economia de energia de até 50%, quando comparado com fornos do mercado.

Os termossifões não só podem ser utilizados para aquecer uma cavidade, mas também para rejeitar o calor de dentro de uma cavidade. Dussadee e Kiatsiriroat (2004) fizeram uma análise do desempenho e uma avaliação econômica da aplicação de termossifões na armazenagem de arroz a granel. Durante a armazenagem, o arroz libera calor devido ao processo de respiração. A tecnologia de termossifões foi usada homogeneizar e retirar este calor, reduzindo a temperatura do leito de arroz de 62 °C para 37-38 °C quando o teor de umidade do arroz foi de 26,9% e de 31-32 °C para 28-29 °C quando o conteúdo de umidade foi de 13,5%, mantendo a temperatura do ambiente foi 25 °C. O fluido de trabalho utilizado nos termossifões foi R-22.

2.6.2. Termossifões aplicados na recuperação de calor em processos de secagem

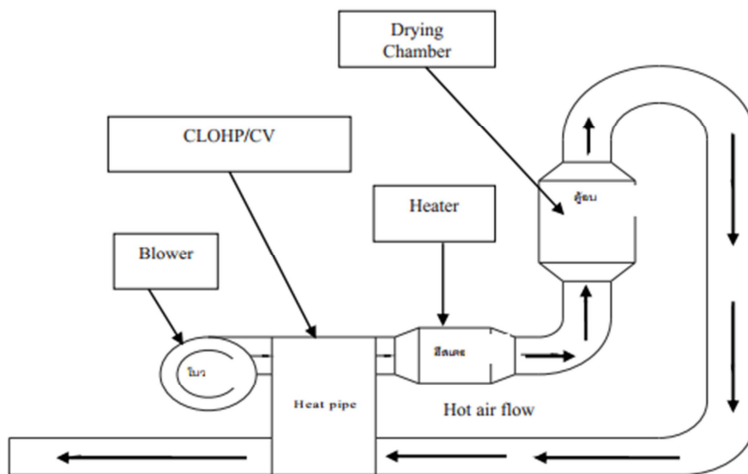
Rittidech et al. (2005) projetaram, construíram e testaram um sistema de recuperação de calor em processos de secagem utilizando um trocador de calor com a tecnologia de CEOHP (Closed-ended oscillating heat-pipe), onde a secção do evaporador foi aquecida pelo gás quente que sai da câmara de secagem, e o condensador resfriado por ar ambiente. Estes autores testaram a eficiência na troca de calor do sistema em três diferentes temperaturas do gás quente (60, 70 e 80 °C). O material do CLOHP foi cobre e os fluidos de trabalho epregados foram água destilada e R123, para um fator de enchimento de 50% do volume total do tubo. A velocidade do gás quente foi mantida constante a 3,3 m/s. Os resultados obtidos pelos autores mostram que o R123 como fluido de trabalho apresenta maior eficiência na recuperação de calor que a água. Quanto maior a temperatura do gás quente, maior a eficiência da recuperação do calor observada, alcançando valores de 54% e 41% para o gás quente mantido a 80°C e para R123 e água como fluidos de trabalho, respectivamente.

Meena et al. (2007) em um trabalho semelhante ao mencionado no parágrafo anterior, estudaram a aplicação da tecnologia de CLOHP/CVs (Closed-loop oscillating heat-pipe with check valves) em trocadores de calor para pré-aquecer o ar de secagem e diminuir assim a umidade relativa do ar de secagem. O material do CLOHP/VCs foi cobre e o fluido de trabalho utilizado foi água destilada com um enchimento de 50% do volume total do tubo. Estes autores estudaram a eficiência na troca de calor do sistema em três temperaturas diferentes de secagem (50, 60 e 70 °C) e com três diferentes velocidades de escoamento do ar quente (0,5 0,75 e 1,0 m/s). Os resultados obtidos pelos autores mostram que o aumento de temperatura do ar quente provoca uma pequena melhora na taxa de transferência de calor, aumentando levemente a eficiência do sistema. Já aumentos da velocidade de escoamento de 0,5 até 1,0 m/s, provocaram leves decréscimos tanto da taxa de transferência de calor como da eficiência do sistema. Em relação à umidade relativa, esta foi reduzida de 89 a 100% a até de 54 a 72%.

Sangiamsuk et al. (2012) projetaram e construíram um forno secador de “*palm bunch*”, onde o aquecimento do ar era feito por um queimador de glicerina, sendo utilizado um trocador de calor assistido por CLOHP/VCs para a recuperação do calor do ar que sai da câmara de secagem. O calor recuperado foi utilizado para pré-aquecer o ar de combustão do queimador de glicerina. O material empregado na construção do CLOHP/VCs foi cobre. Foram utilizados três diferentes fluidos de trabalho: água, etanol e R134a. Os resultados obtidos pelos autores mostram que CLOHP/VCs com R134 apresenta uma eficiência térmica de 42,4%, comparado com o 32% obtido pelo sistema sem CLOHP/VCs.

Wannapakhe et al. (2012) estudaram a recuperação do calor no processo de secagem utilizando um trocador de calor assistido com CLOHP/CVs, onde o evaporador era aquecido pelo ar quente que saía da câmara de secagem e o condensador era resfriado pelo ar ambiente bombeado por um ventilador centrífugo. Na Figura 2.21 é mostrado um esboço do sistema testado pelos autores. O material do CLOHP/VCs foi cobre e o fluido de trabalho utilizado foi água destilada com um enchimento de 50% do volume total do tubo. Os resultados obtidos pelos autores mostra que, utilizando um sistema de recuperação do calor assistido como CLOHP/CVs, pode-se economizar até 28,13% do consumo total de energia, quando comparado com um sistema normal de aquecimento de ar.

Figura 2.21- Sistema de recuperação do calor em processos de secagem



Fonte: (WANNAPAKHE et al. 2012).

3. BANCADA EXPERIMENTAL

Foram desenvolvidos diferentes testes experimentais em dois tipos de secadores de ervas finas, com o objetivo de determinar se a tecnologia de termossifões poderia ser utilizada com sucesso na secagem de ervas finas. Também foi estudada qual deveria ser a melhor configuração destes dentro da câmara, a fim de obter a maior eficiência térmica durante todo o processo.

Neste capítulo serão apresentadas as principais características destes secadores de ervas finas. O primeiro secador (secador 1) conta com um banco de resistências elétricas horizontais à câmara de secagem que simulam o comportamento dos termossifões e o segundo secador (secador 2) é assistido com termossifões do tipo árvore distribuídos nas paredes verticais laterais da câmara de secagem. A seguir serão caracterizados com mais detalhe cada um dos secadores.

3.1. SECADOR 1: TERMOSSIFÕES NA HORIZONTAL DA CÂMARA DE SECAGEM.

Foi projetado e construído pelo LABTUCAL um secador de ervas finas apresentado nas Figuras 3.1 e 3.2. A finalidade deste equipamento é caracterizar o processo de secagem de ervas finas, a partir do controle, de forma simples, dos principais parâmetros que influenciam o processo de secagem (velocidade, temperatura e umidade relativa do ar). A Figura 3.3 apresenta um esquema do funcionamento do secador 1.

O ar ambiente (Ponto 0) é insuflado pelo ventilador centrífugo, até o banco de resistências (Ponto 1), onde é aquecido através de um processo de aquecimento sensível. Na saída do banco de resistências (Ponto 2), o ar entra na câmara de secagem onde transfere parte de sua energia para o processo de secagem da erva. Na saída da câmara de secagem (Ponto 3), o ar que já teve sua temperatura reduzida e a sua umidade relativa elevada, entra num sistema de renovação de ar, formado por três válvulas do tipo borboleta, onde parte deste ar é liberado no ambiente e parte é reingressada ao sistema.

O secador desenvolvido é formado por setes componentes fundamentais: câmara de secagem, sistema de aquecimento, defletor de ar, sistema de renovação de ar, ventilador centrífugo, umidificador de ar e painel de controle. A seguir serão apresentados mais detalhes de cada um destes componentes.

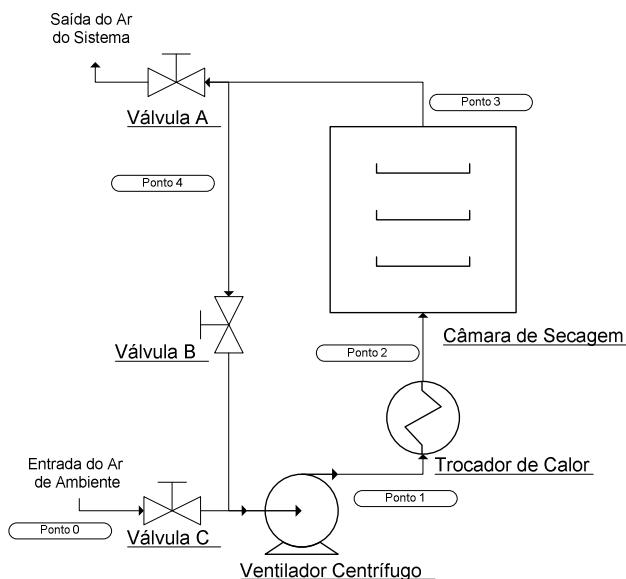
Figura 3.1- Vista frontal do secador 1



Figura 3.2- Vista posterior do secador 1



Figura 3.3- Esquema do funcionamento do Secador 1.



3.1.1. Câmara de secagem

A câmara de secagem é o lugar onde se realiza a secagem dos produtos. O ar de secagem, cuja temperatura e velocidade são definidas no painel de controle, escoam em direção perpendicular à seção transversal das bandejas onde a erva in natura está depositada e fornece a energia necessária para secar a erva (calor isotérmico de sorção). Antes de entrar na câmara de secagem, o ar passa por um difusor que o distribui, garantindo um escoamento homogêneo sobre as resistências elétricas do banco, sendo assim aquecido e utilizado para a secagem. A câmara apresentada na Figura 3.4 pode contar com três bandejas, todas intercambiáveis e de fácil remoção, de área transversal de $0,189 \text{ m}^2$, com um espaço livre superior de 75 mm de altura cada, espaço este que pode ser aumentado até atingir 150 mm. As dimensões da câmara são especificadas na Figura 3.5. Três tabuleiros adicionais, em formato de grades, são montados para a instalação, em cada um, de nove termopares tipo K da marca Omega®, com a finalidade de obter a distribuição da temperatura dentro da câmara durante todo processo de secagem. Para a leitura e o armazenamento dos dados obtidos com os termopares foi utilizado um

sistema de aquisição de dados CR1000 e um multiplexador AM25T, ambos da marca Campbell®, apresentados na Figura 3.6. Três sensores de umidade relativa e de temperatura, da marca AHLBORN e modelo FHA646E1C, como o mostrado na Figura 3.7, foram montados no secador: o primeiro na entrada da câmara de secagem justo na saída do sistema de aquecimento, o segundo foi montado na saída da câmara de secagem e o último foi deixado no ambiente. O objetivo é conhecer o efeito que a liberação de vapor de água, a partir das ervas, produz no ar de secagem.

Figura 3.4- Câmara de Secagem

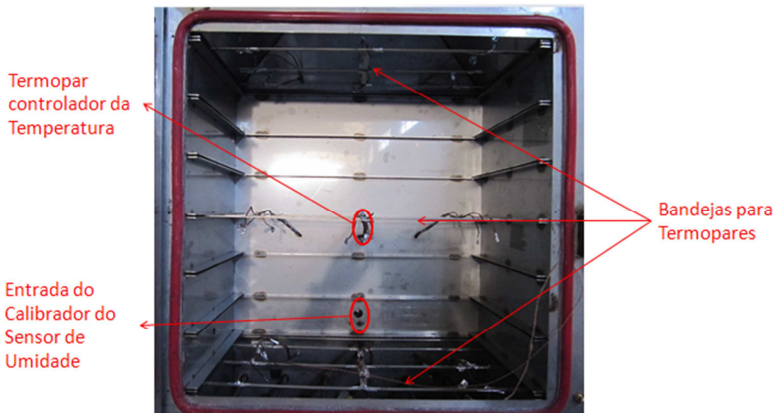


Figura 3.5- Dimensões da câmara de secagem

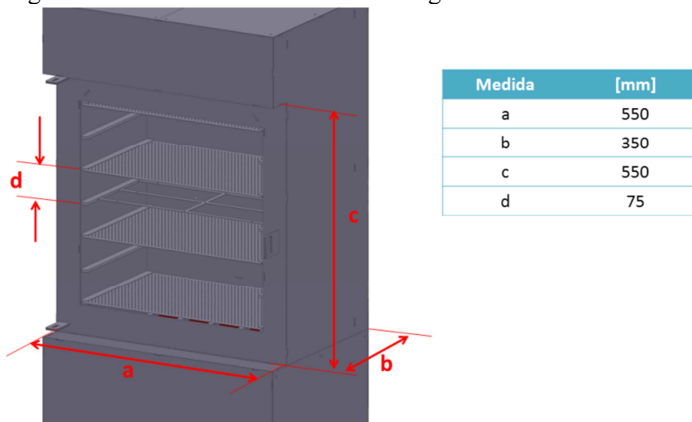


Figura 3.6- Sistema de aquisição de dados CR1000 e multiplexador AM25T

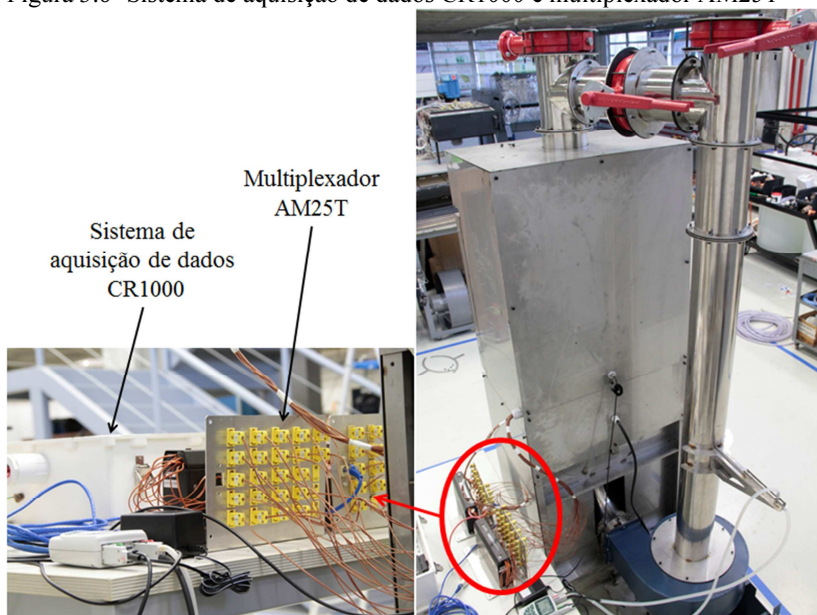
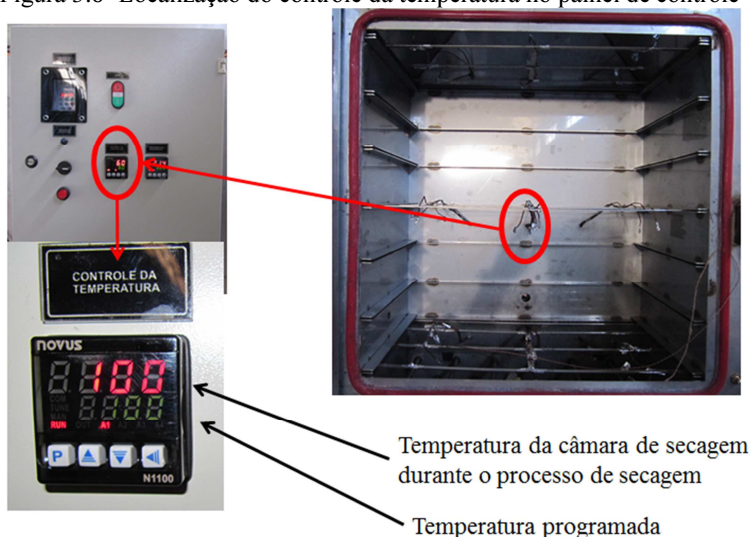


Figura 3.7- Sensor de umidade relativa e temperatura do ar



No centro da câmara de secagem foi instalado um termopar do tipo K o qual é conectado diretamente ao painel de controle, o que permite regular a temperatura do ar durante todo o processo de secagem. Na Figura 3.8, pode-se observar a localização do termopar dentro da câmara de secagem e a localização do controle da temperatura no painel. O controle apresenta dois números: o superior é associado à leitura real da temperatura no interior da câmara e outro mostra o valor programado.

Figura 3.8- Localização do controle da temperatura no painel de controle



3.1.2. Sistema de aquecimento

Como foi apresentado no capítulo 2, tipicamente, termossifões são dispositivos que possuem resistências térmicas pequenas quando comparadas às resistências térmicas relativas às trocas externas de calor. Uma maneira de simular termossifões em aparatos experimentais é através do uso de resistores elétricos de mesma geometria externa que os termossifões.

Assim, com o objetivo de simular termossifões no secador desenvolvido, uma matriz tubular formada por aquecedores elétricos cilíndricos alternados foi projetada e montada para aquecer ar em escoamento cruzado, como apresentado na Figura 3.9. Este aquecedor é composto por nove resistências elétricas do tipo U, distribuídas de forma a ocupar todo o espaço que existe entre os defletores de ar e a câmara de secagem (Figura 3.10). Na Figura 3.11 observa-se o banco de resistências elétricas montado no interior do secador. Na verdade, as nove resistências elétricas do tipo U podem ser consideradas como 18 tubos cilíndricos paralelos de 11,20 mm de diâmetro e 268,55 mm de comprimento. Estes cilindros alojam no seu interior um elemento resistivo que dissipa energia térmica por efeito Joule. O espaçamento entre os tubos é de 97,5 mm na horizontal e 45,0 mm na vertical, o raio

de curvatura de cada resistência elétrica em U é de 45,85 mm, contabilizando uma área total para a troca de calor de 0,2538 m².

Figura 3.9- Condições de escoamento no banco de resistências elétricas

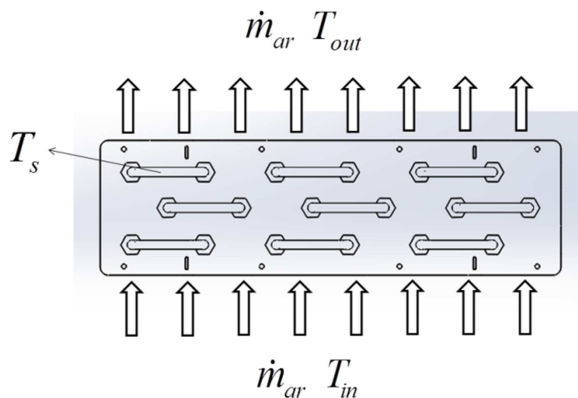


Figura 3.10- Configuração das resistências elétricas tipo U no sistema de aquecimento do ar de secagem.

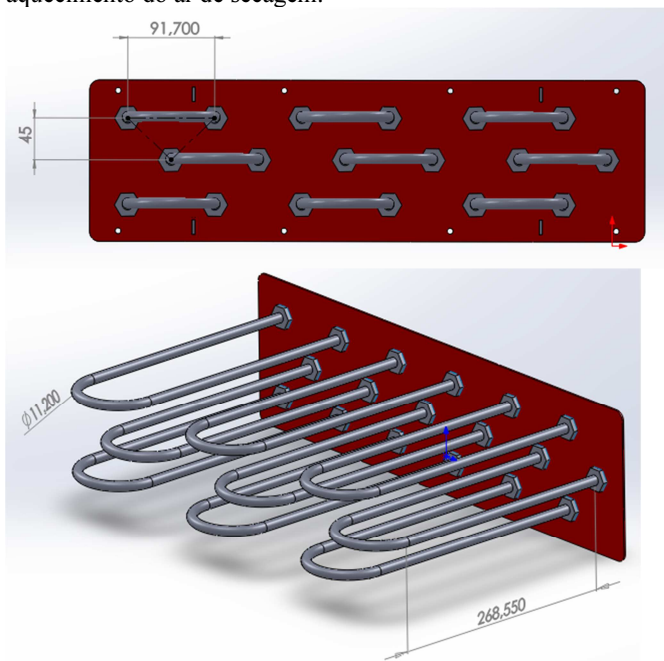
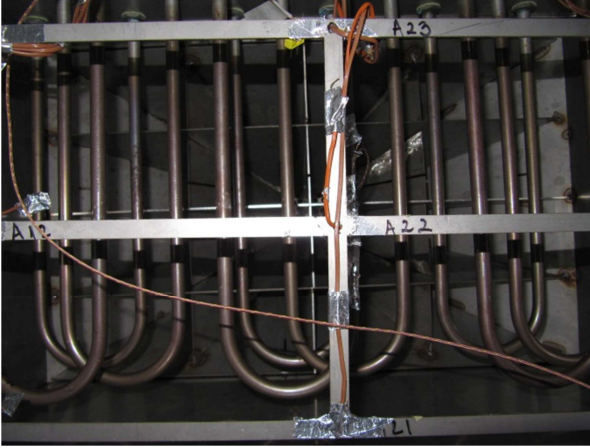


Figura 3.11- Sistema de aquecimento do secador 1



Com o objetivo de caracterizar a troca de calor convectiva entre o ar de secagem e o banco de resistências elétricas, foram realizadas medições visando determinar experimentalmente o coeficiente de transferência de calor por convecção. Foram estudadas três diferentes vazões mássicas $0,06175 \pm 0,0062$, $0,1266 \pm 0,0077$ e $0,1895 \pm 0,0077$ kg/s, as quais foram medidas através de um tubo de Pitot e de um sensor de velocidade, que serão especificados na seção 3.1.5.

A taxa de fluxo de calor transferido por convecção entre o banco de resistências elétricas apresentado na Figura 3.9 e o ar de secagem, pode ser descrito pela seguinte equação (INCROPERA et al., 2007):

$$\dot{Q}_{conv} = \bar{h}_{conv} A_s \Delta T_{ml}, \quad (3.1)$$

onde \bar{h}_{conv} corresponde ao coeficiente médio de transferência de calor por convecção, A_s é a área de transferência de calor e ΔT_{ml} é a média logarítmica das diferenças de temperatura.

A taxa de transferência de calor de um fluido que escoar numa matriz tubular como da Figura 3.10, pode ser significativamente superestimado se é utilizado $\Delta T = T_s - T_\infty$ em vez de o ΔT_{ml} . (INCROPERA et al. 2007). A média logarítmica das diferenças de temperatura é definida como:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_{in}) - (T_s - T_{out})}{\ln \left(\frac{T_s - T_{in}}{T_s - T_{out}} \right)}, \quad (3.2)$$

onde T_s é a temperatura da superfície, e T_{in} e T_{out} correspondem à temperatura na entrada e saída do banco de resistências, respectivamente.

O sistema de aquecimento do secador 1, conta com um termopar tipo K instalado numa das resistência elétrica. O sinal desse sensor é enviado ao painel de controle do secador, o que permite programar a temperatura máxima de operação das resistências. Pode-se observar na Figura 3.12 a localização do termopar instalado em uma das resistências elétricas e a localização do controle da temperatura no painel. Novamente, no painel são observados dois números: o número superior corresponde à temperatura real obtida a partir da leitura do termopar sobre a resistência elétrica e o número de baixo a temperatura máxima que a resistência pode atingir, conforme programado pelo operador do forno, sendo a máxima temperatura de 300 °C. Quando a resistência elétrica atinge esta temperatura o sistema de aquecimento desliga automaticamente.

Na medição dos coeficientes de troca de calor por convecção, para cada uma das vazões mássicas estudadas, manteve-se a temperatura no sistema de aquecimento em $T_s = 280$ °C. Foi também instalado um termopar tipo K na entrada do defletor de ar, como é mostrado na Figura 3.12, utilizado para conhecer a temperatura média do ar na entrada do banco de resistências (T_{in}). Para medir a temperatura na saída do banco de resistência (T_{out}), foram utilizados os dados obtidos com o primeiro tabuleiro, cujos termopares estão distribuídos segundo mostrado na Figura 3.14. Assim, a temperatura na saída do sistema de aquecimento corresponde à média das temperaturas obtidas com os nove termopares tipo K da primeira bandeja.

Figura 3.12- Localização dos termopares para medir a temperatura na entrada do banco de resistências elétricas

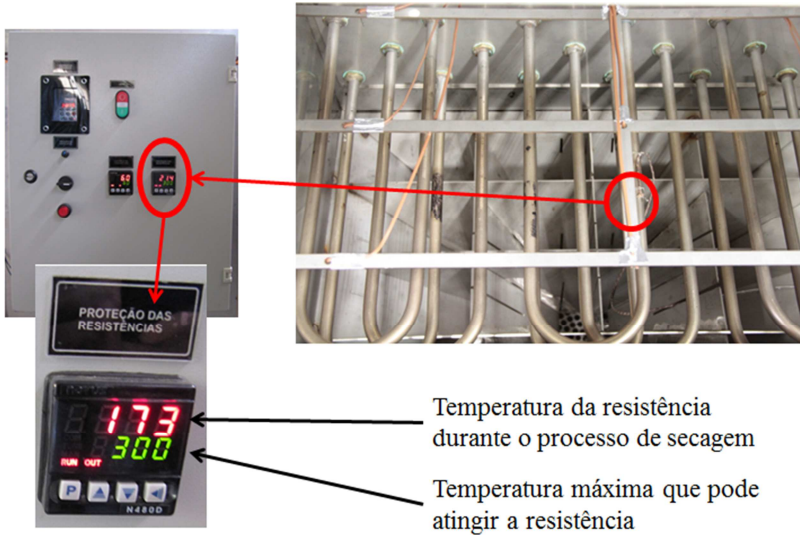


Figura 3.13- Localização do termopar para medir a temperatura na saída do ventilador

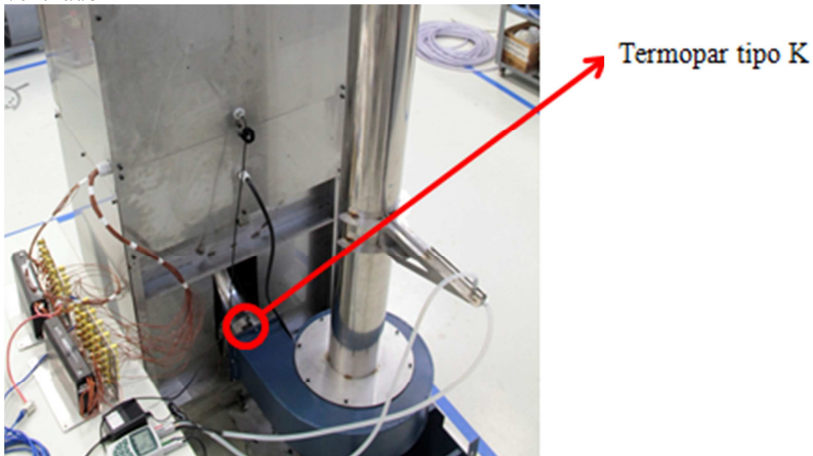
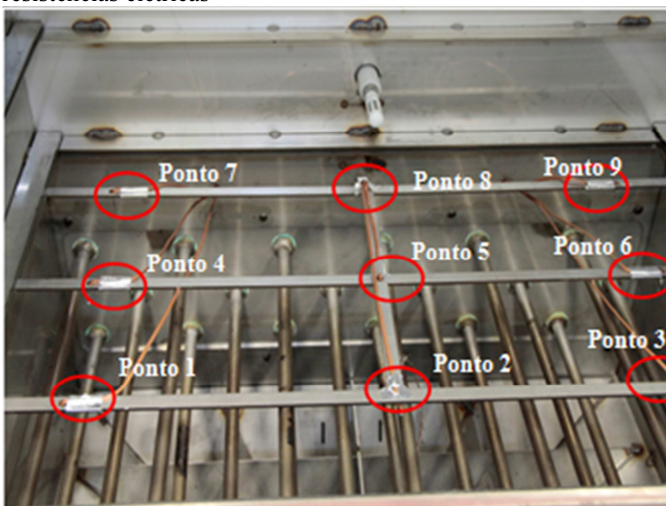


Figura 3.14 – Distribuição dos termopar tipo K na saída do banco de resistências elétricas



Fazendo um balanço de energia na entrada e na saída do sistema de aquecimento do secador, considerando que o fluido que circula é ar atmosférico e que a troca de calor entre o ar e as resistências elétricas é dada somente por convecção, o calor trocado por convecção pode ser computado como:

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{m}_{ar} (1 - X_{in}) (h_{out} - h_{in}), \quad (3.3)$$

onde \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar, X_{in} corresponde à fração mássica de vapor de água na mistura de ar úmido na entrada do sistema de aquecimento e h_{in} e h_{out} são, respectivamente, as entalpias específicas do ar úmido na entrada e saída do processo de aquecimento, medidas em J/(kg de ar seco).

Portanto, substituindo a equação 3.1 na equação 3.3, é possível obter uma expressão para determinar, de forma experimental, o coeficiente médio de transferência de calor por convecção.

$$\bar{h}_{conv} = \frac{\dot{m}_{ar} (1 - X_{in}) (h_{out} - h_{in})}{A_s \Delta T_{ml}} \quad (3.4)$$

Os resultados experimentais obtidos para os coeficientes médios de transferência de calor podem ser comparados com correlações matemáticas apresentadas na literatura, para escoamento de ar cruzado sobre uma matriz tubular alternada. Bejan (2004) apresenta as seguintes correlações para o número de Nusselt, com Reynolds menores a 10^3 , com um erro aproximado de $\pm 15\%$, para cilindros:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}_{conv} D}{k} = \begin{cases} 1,04 C_n Re_D^{0,4} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} & \rightarrow Re_D = 1 - 500 \\ 0,71 C_n Re_D^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} & \rightarrow Re_D = 500 - 1000 \end{cases}, \quad (3.5)$$

Onde C_n é uma função do número total de linhas de cilindros na matriz tubular, Re_D é o número de Reynolds, adotando-se como comprimento característico a dimensão D (diâmetro das resistências elétricas), definido por:

$$Re_D = \frac{\rho V_{ar} D}{\mu} \quad (3.7)$$

Nas Figuras 3.15, 3.16 e 3.17 são apresentados gráficos em função do tempo para as temperaturas na entrada, saída e das resistências elétricas, para cada vazão mássica estudada. Em todos os casos, como já foi dito, a temperatura nas resistências elétricas foi mantida em 280°C . É importante destacar que a temperatura na saída do sistema de aquecimento, foi programada a 50°C , assim para conseguir que a temperatura do sistema de aquecimento fique constante teve-se que regular o sistema de renovação de ar em forma manual, restringindo o ingresso de ar novo à medida que a vazão mássica aumentava. A umidade relativa do ar utilizada para calcular a fração mássica na equação (3.4), foi medida durante todos os testes pelos sensores apresentados na Figura 3.7.

Figura 3.15 – Temperaturas médias para $\dot{m}_{ar} = 0,06175 \pm 0,0062 \text{ kg/s}$

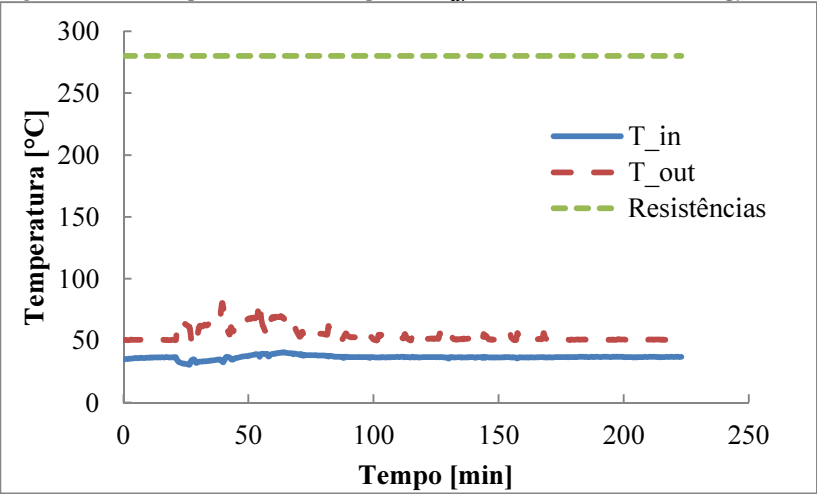


Figura 3.16 – Temperaturas médias para $\dot{m}_{ar} = 0,1266 \pm 0,0077 \text{ kg/s}$

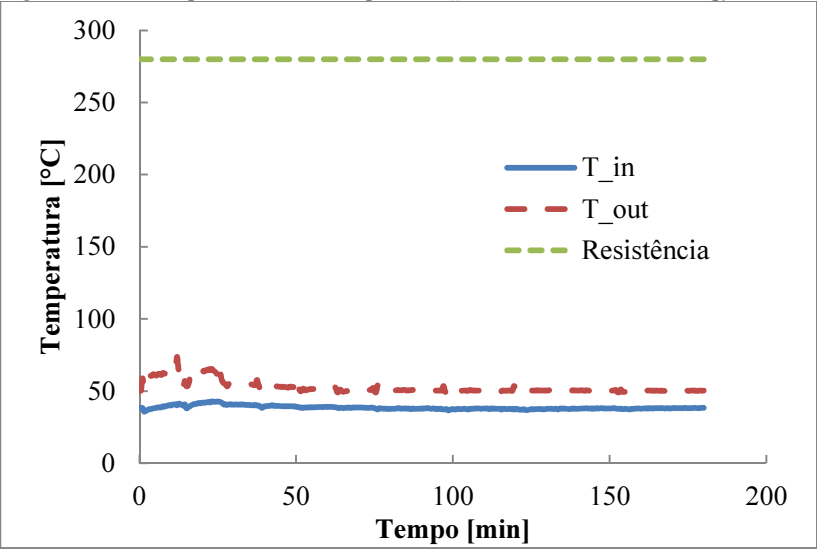
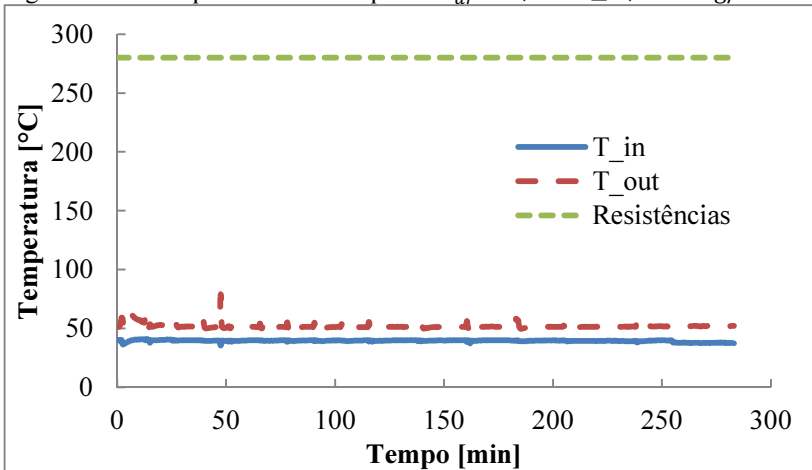


Figura 3.17 – Temperaturas médias para $\dot{m}_{ar} = 0,1895 \pm 0,0077$ kg/s



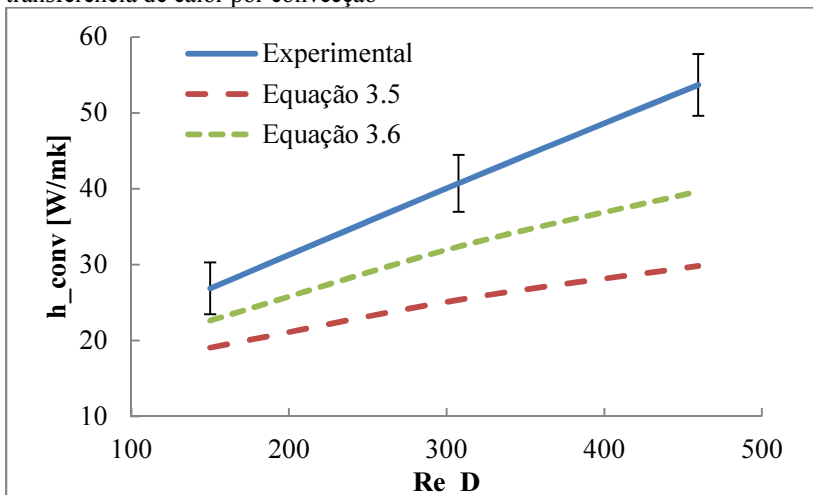
Pode ser observado nas Figuras apresentadas que a temperatura na saída do sistema de aquecimento (T_{out}) oscilou em certos momentos do teste, acentuando-se em vazões mássicas menores. Este efeito foi originado principalmente pela dificuldade de regular em forma manual o sistema de renovação de ar para manter constante a temperatura no sistema de aquecimento. Mesmo assim, após a regulação adequada do sistema, conseguiu-se manter praticamente constantes tanto a temperatura nas resistências com as temperaturas na entrada e saída do sistema de aquecimento.

A tabela 3.1 e a Figura 3.18 apresentam os resultados experimentais e teóricos do coeficiente de transferência de calor por convecção para cada vazão mássica estudada.

Tabela 3.1– Resultados experimentais e teóricos do coeficiente de transferência de calor por convecção

\dot{m}_{ar} [g/s]	Re_D	Experimental		Equação (3.5)		Equação (3.6)	
		\bar{h}_{conv} [W/m ² K]	Erro	\bar{h}_{conv} [W/m ² K]	Erro	\bar{h}_{conv} [W/m ² K]	Erro
61,75	150,0	26,86	±12,8%	19,03	29,2%	22,61	15,8%
126,6	307,6	40,70	±9,3%	25,35	37,7%	32,36	20,5%
189,5	459,6	53,68	±7,6%	29,81	44,5%	39,64	26,2%

Figura 3.18 – Resultados experimentais e teóricos do coeficiente de transferência de calor por convecção



Em teoria, a equação (3.5) deveria representar melhor o coeficiente de transferência de calor por convecção que a equação (3.6), uma vez que esta foi desenvolvida para $Re_D < 500$, mas pode-se observar tanto na tabela 3.1 como na Figura 3.18 que esta correlação apresentou maior afastamento em relação aos dados experimentais que a equação (3.6). O erro experimental associado às medidas do coeficiente de transferência de calor por convecção (que será detalhado com mais profundidade no anexo1) está na ordem de 10%, enquanto a comparação dos dados com os resultados das equações (3.5) e (3.6) são da ordem de 37% e 20% respectivamente, ficando fora da margem de erros associados ao experimento.

A equação (3.6) foi ajustada com o objetivo de obter uma correlação analítica que seja capaz de representar os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção, obtidos experimentalmente. Assim o expoente do número de Reynolds da equação (3.6) passou de 0,50 para 0,54 como é apresentado na equação (3.8). Desta forma, a seguinte equação permite correlacionar o número de Nusselt do sistema de aquecimento do secador 1 para diferentes números de Reynolds, com margens de erro bastante inferiores aos das outras correlações já apresentadas:

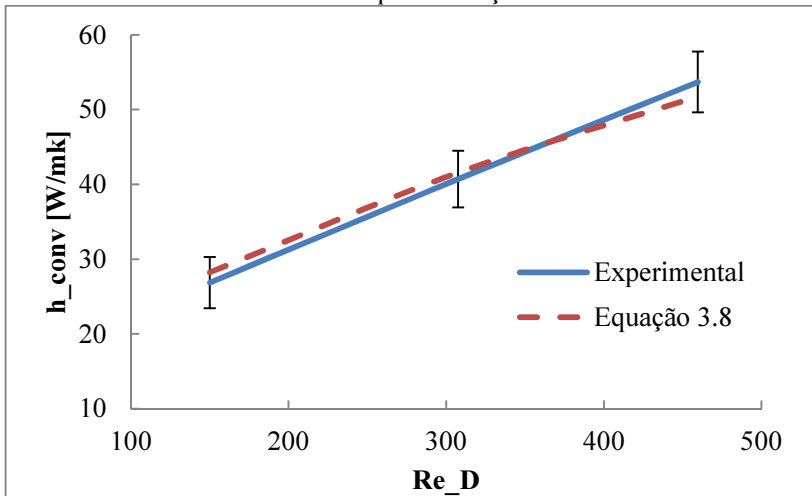
$$\bar{N}u_D = 0,71C_n \text{Re}_D^{0,54} \text{Pr}^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^{1/4} \quad (3.8)$$

A tabela 3.2 e a Figura 3.19 apresentam os resultados experimentais e os obtidos através da equação (3.8) para o coeficiente de transferência de calor por convecção, para cada vazão mássica estudada.

Tabela 3.2– Resultados experimentais e obtidos com a equação (3.8), do coeficiente de transferência de calor por convecção

\dot{m}_{ar} [g/s]	Re_D	Experimental		Equação 3.8	
		\bar{h}_{conv} [W/m ² K]	Erro	\bar{h}_{conv} [W/m ² K]	Erro
61,75	150,0	26,86	±12,8%	28,22	-5,1%
126,6	307,6	40,70	±9,3%	41,57	-2,1%
189,5	459,6	53,68	±7,6%	51,75	3,6%

Figura 3.19 – Resultados experimentais e obtidos com a equação 3.8, do coeficiente de transferência de calor por convecção



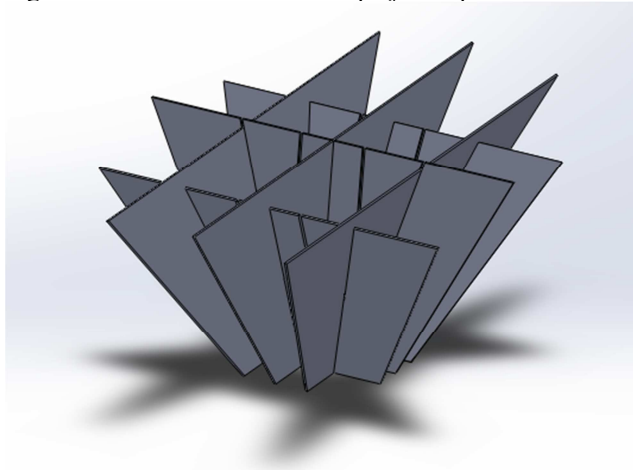
Os erros obtidos pela equação (3.8) em relação à média dos resultados experimentais são da ordem de ±4%, e estão dentro da margem de erro experimental, que corresponde a cerca de 10%, como

se observa em forma gráfica na Figura 3.19. Assim, pode-se concluir que a equação (3.8) é uma correlação permite modelar com bastante precisão os coeficientes de transferência de calor (a partir do número de Nusselt), para o sistema de aquecimento do secador 1.

3.1.3. Defletor de ar

Um dos principais problemas observados no secador atual de ervas finas da empresa Baldo S.A. é o fato de que no interior da câmara de secagem, existem ervas que atingem seu equilíbrio higroscópico com o ar de secagem quase à metade de tempo que outras, evidenciando uma não homogeneidade na distribuição e nas características do ar de secagem. Na montagem desenvolvida no LABTUCAL, foi projetado, construído e montado um defletor de ar, como o apresentado na Figura 3.20, com o objetivo de prover uma distribuição homogênea do ar na câmara de secagem, evitando a deterioração da qualidade dos resultados experimentais.

Figura 3.20 – Formato do defletor projetado para o secador 1.



A ideia deste defletor foi distribuir de forma uniforme a vazão do ar dentro da câmara de secagem. O defletor conta com 16 canais cuja função é dividir a vazão mássica total do ar insuflada pelo ventilador em partes iguais, para garantir (após passar pelo sistema de aquecimento de ar) velocidades e temperaturas iguais em todos os pontos da bandeja onde é depositada a erva. O defletor é instalado na coifa inferior que une a tubulação que vem do ventilador com a caixa

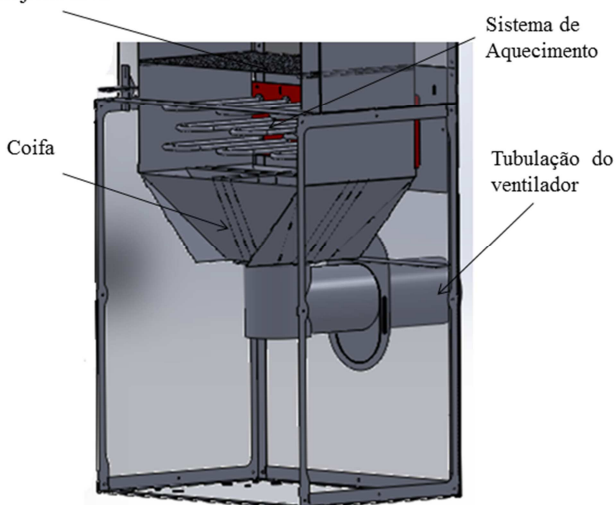
onde se encontra o sistema de aquecimento. A Figura 3.21 apresenta o defletor de ar montado no secador e a Figura 3.22 mostra a localização deste dentro do secador.

Figura 3.21 –Defletor montado no secador 1.



Figura 3.22 –Localização do defletor no secador 1

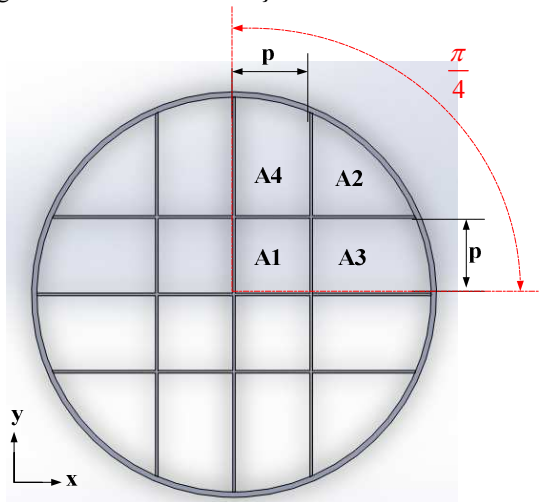
Bandeja de erva



A secção circular da tubulação que vem do ventilador (entrada do defletor) também foi dividida em 16 partes para permitir a passagem da mesma vazão mássica de ar por cada um dos canais do

defletor. Na Figura 3.23 é apresentada a divisão feita na secção circular da entrada do defletor.

Figura 3.23 –Divisão da secção circular da entrada do defletor



Para determinar a superfície em cada uma das divisões da entrada do defletor, foi considerado que o escoamento do ar dentro do duto é completamente desenvolvido e turbulento.

Foi instalada a 150 mm da entrada do defletor um retificador de ar do tipo placa furada ao 50% do volume vazio, com o objetivo de forçar o desenvolvimento do fluido. O perfil de velocidade para este tipo de escoamento em função do raio da tubulação é apresentado por Fox e McDonald (2006), sendo expresso por:

$$u(r) = U \left[1 - \frac{r}{R} \right]^{1/7}, \quad (3.9)$$

onde U é a velocidade média do escoamento e R é o raio interno do duto. Integrando a equação (3.9) em toda a área do duto e multiplicando pela massa específica do fluido, se obtém a vazão mássica total do ar que escoar pela tubulação:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{49}{60} \cdot \pi \cdot \rho \cdot U \cdot R^2 \quad (3.10)$$

Como pode ser observado na Figura 3.23, cada uma das partes em que foi dividida a secção da tubulação, deve permitir a passagem da décima sexta parte da vazão mássica total de ar, assim a vazão ótima de ar que deveria escoar por cada canal do defletor é dada por:

$$\dot{m}_{ar_{ótima}} = \frac{\dot{m}_{ar}}{16} \quad (3.11)$$

A dificuldade deste problema está na determinação de um valor para o comprimento “ p ” (Figura 3.23), que permita que cada um dos canais do defletor transporte a mesma vazão mássica de ar.

A existência de simetria no perfil de velocidade conforme mostra a equação (3.9), permite que o problema seja resolvido apenas para a quarta parte da área de escoamento, ou seja, para as áreas A1, A2, A3 e A4. As equações a seguir apresentam as vazões mássicas para as superfícies A1 e A2, respectivamente:

$$\dot{m}_{ar_{A1}} = \rho U \int_0^p \int_0^p \left[1 - \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{R} \right]^{1/7} dx dy \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_{ar_{A2}} = 2\rho U \int_{p\sqrt{2}}^R \left[1 - \frac{r}{R} \right]^{1/7} dA, \quad (3.13)$$

sendo dA :

$$dA = \left[r\beta - p\sqrt{2} \sin(\beta) + \frac{p}{\sqrt{r^2 - p^2}} \left(p\sqrt{2} \cos(\beta) - \frac{r}{2} \right) \right] dr, \quad (3.14)$$

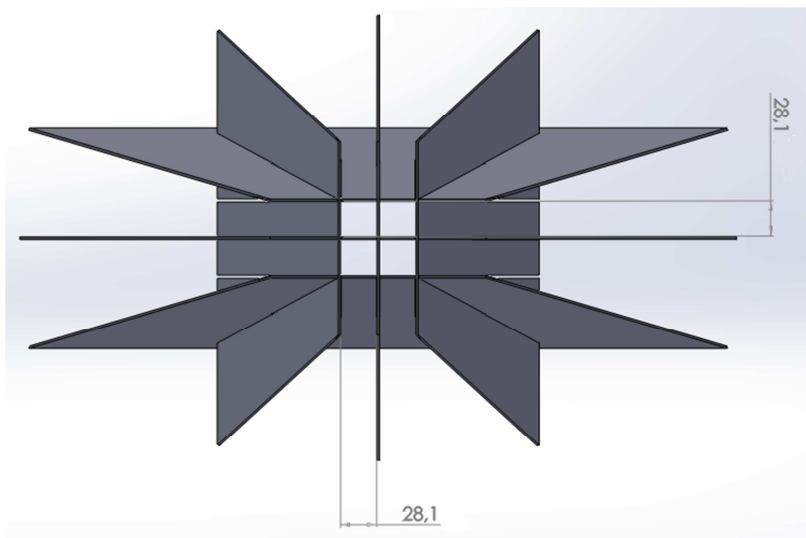
onde $\beta = \pi/4 - \arcsin(p/r)$

Considerando que as superfícies A3 e A4 são iguais, a vazão mássica para estas áreas é calculada pela equação:

$$\dot{m}_{ar_{A3}} = \dot{m}_{ar_{A4}} = \frac{\dot{m}_{ar}}{8} - \frac{(\dot{m}_{ar_{A1}} + \dot{m}_{ar_{A2}})}{2} \quad (3.15)$$

Assim, as vazões mássicas das equações (3.12), (3.13) e (3.15) são modeladas em função de uma única incógnita “ p ”, a qual deve ser isolada para encontrar uma solução do problema. As equações (3.10) a (3.15) foram resolvidas numericamente usando o software MATLAB. Os resultados obtidos mostram que não existe um valor para “ p ” que permita que as vazões mássicas em cada um dos canais do defletor de ar sejam exatamente iguais. Na verdade, esta geometria do defletor foi escolhida para facilitar a construção e montagem do defletor no secador. Mesmo assim, o valor de “ p ” igual a 28,1mm foi escolhido, pois as vazões mássicas obtidas se afastam em cerca de 15% das vazões ótimas para cada canal, dadas pela equação (3.11). A Figura 3.24, mostra um desenho da base do defletor, com a medida final do espaçamento $p=28,1$ mm.

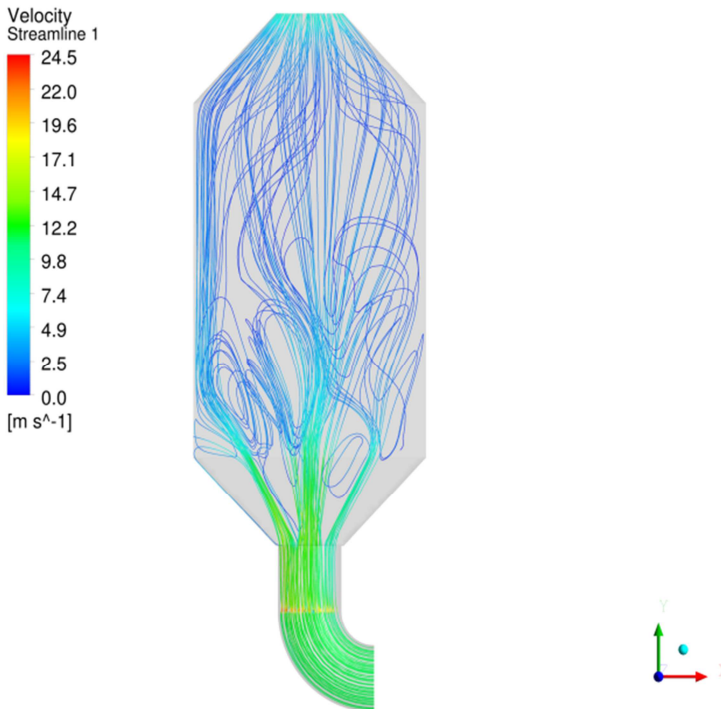
Figura 3.24 – Base do defletor de ar do secador 1



Para verificar se o valor para “ p ” obtido com a solução das equações (3.10) a (3.15) permite que o defletor projetado consiga uma boa distribuição do ar na câmara de secagem, foi utilizado o software ANSYS-CFX para a simulação numérica do escoamento de ar no secador. Foi utilizada na simulação uma vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,1895 \text{ kg/s}$. A Figura 3.25 mostra as linhas de corrente do escoamento do ar de secagem.

É importante destacar que a simulação numérica realizada não inclui o banco de resistências elétricas, o qual, na prática, ajuda na homogeneização do escoamento de ar na câmara de secagem, aumentando a perda de carga e diminuindo a velocidade de escoamento.

Figura 3.25 – Linhas de corrente do ar de secagem no secador 1



Na Figura 3.25 pode-se observar que a velocidade do fluido tende a ser maior na parede oposta ao ventilador, ou seja, na parede onde se encontra a porta do secador (parede da esquerda na Figura

3.25). Isto ocorre porque, mesmo que o retificador de fluxo tenha sido montada a 150 mm de distância do defletor de ar, a extensão percorrida pelo ar não é suficiente para permitir o completo desenvolvimento do escoamento, antes deste chegar ao defletor. Porém, é possível observar que, na região central da câmara (onde a bandeja de erva será montada), a distribuição do ar é suficientemente uniforme, o que permite uma secagem homogênea da erva em cada um dos pontos da bandeja.

Existe uma grande dificuldade para medir de forma direta a distribuição de velocidade no interior da câmara de secagem (anemômetro de fio quente), sem influenciar nas condições de operação do secador. Os equipamentos empregados para a medida da velocidade nos nove pontos mostrados na Figura 3.26 exigem que a porta do secador esteja aberta, originando uma alteração nas condições de operação do secador. Assim, os valores obtidos através da medição direta com o anemômetro de fio quente (ou outro equipamento de medição direta de velocidade), não representariam a distribuição real de velocidades do ar durante o processo de secagem.

O comportamento transiente das temperaturas em cada um dos nove pontos apresentados na Figura 3.26 foram monitorados, sendo os resultados apresentados em forma de tabela (tabela 3.3) e em gráficos (Figuras 3.27, 3.28 e 3.29), para cada vazão mássica estudada, ou seja, $0,06175 \pm 0,0062$, $0,1266 \pm 0,0077$ e $0,1895 \pm 0,0077$ kg/s (os números utilizados para identificar as curvas mostram as posições dos sensores de temperatura conforme Figura 3.26). Pode-se observar que a temperatura do ar de secagem é quase a mesma em todos os pontos estudados e que grande parte das diferenças observadas entre as temperaturas medidas e a média aritmética da temperatura da bandeja fica dentro do erro experimental dos termopares tipo K. O ponto que apresentou maior afastamento da média das temperaturas em todos os casos estudados foi o ponto 9, cuja leitura mostrou a maior temperatura da bandeja. Na verdade, a simulação numérica realizada (Figura 3.25) mostra que este ponto, cuja localização é próxima à parede em posterior do forno em relação a porta de entrada, apresenta os menores valores de velocidade de escoamento do ar.

Figura 3.27 – Temperaturas médias para $\dot{m}_{ar} = 0,06175 \pm 0,0062$ kg/s

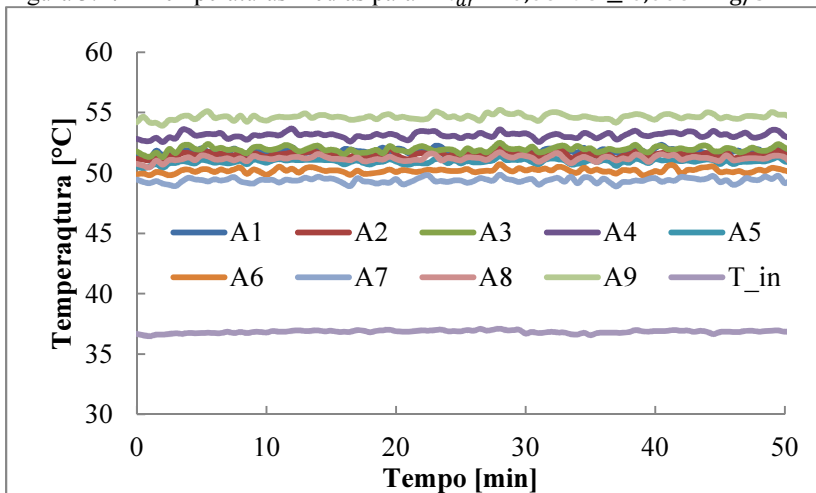


Figura 3.28 – Temperaturas médias para $\dot{m}_{ar} = 0,1266 \pm 0,0077$ kg/s

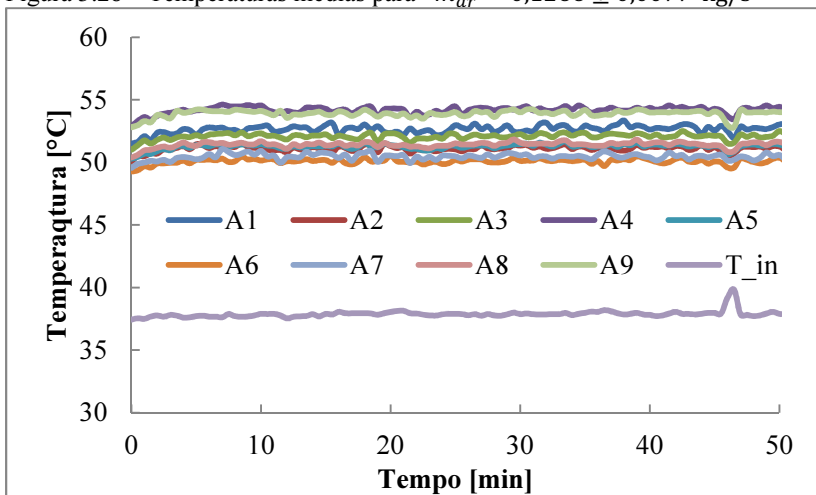
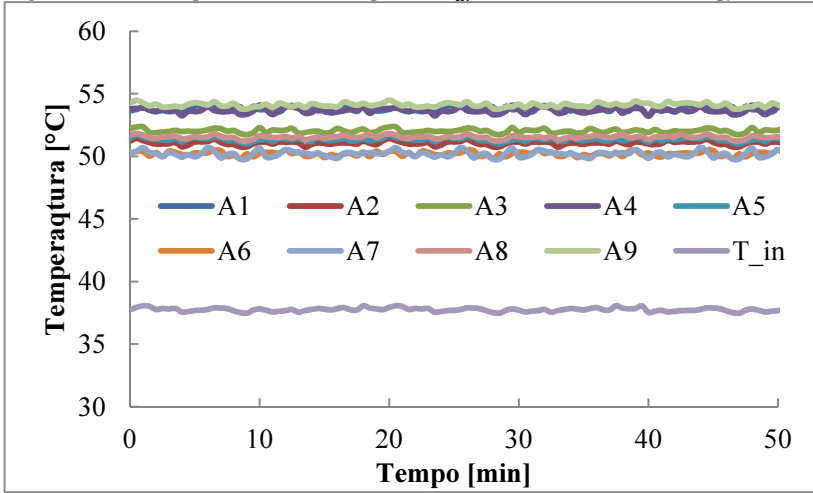


Figura 3.29 – Temperaturas médias para $\dot{m}_{ar} = 0,1895 \pm 0,0077$ kg/s



Para determinar uma relação entre a temperatura do ar e a velocidade de escoamento, considera-se que bandeja apresentada na Figura 3.26 seja dividida em infinitas partes iguais, cuja área diferencial corresponde a $dx dy$. A temperatura indicada pelo termopar em cada um dos pontos corresponde à temperatura média do ar que escoar por esta superfície. Considera-se também que a temperatura das resistências elétricas é constante em todos os pontos, independente da vazão de ar que circula por ela, e que a potência térmica total fornecida pelas resistências é igual para cada uma das superfícies $dx dy$. Finalmente se considera que a temperatura T_{in} é igual para todos os pontos da entrada do sistema de aquecimento. Assim, utilizando as equações (3.3) e (3.4), pode-se encontrar uma equação que permita relacionar a temperatura obtida de forma experimental e a velocidade de escoamento do ar para cada superfície $dx dy$:

$$U_i = \frac{\bar{h}_{conv} A_s \Delta T_{m,i}}{\rho A_b (1 - X_{in}) (h_{out,i} - h_{in})} \quad (3.16)$$

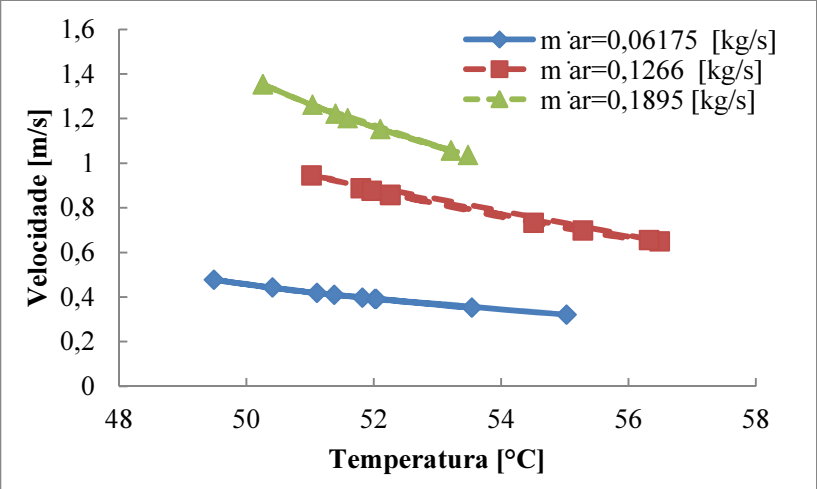
onde U_i corresponde à velocidade associada a cada temperatura de saída, obtida pelo termopar (T_{out}). O experimento foi desenvolvido de forma similar ao realizado para determinar o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, sendo, portanto utilizado a

correlação obtida a partir da equação (3.8) para a determinação deste. Os resultados da velocidade local obtida através da equação 3.16 e os dados experimentais da temperatura são apresentados na tabela 3.4.

Tabela 3.4– Resultados experimentais da temperatura e da velocidade obtidos com a equação (3.16)

		$\dot{m}_{ar}=0,06175\pm0,0062$		$\dot{m}_{ar}=0,1266\pm0,0077$		$\dot{m}_{ar}=0,1895\pm0,0077$	
		[kg/s]		[kg/s]		[kg/s]	
Ponto	T[°C]	Ui[m/s]	T[°C]	Ui[m/s]	T[°C]	Ui[m/s]	
1	52,02	0,39	55,28	0,70	53,21	1,06	
2	51,82	0,40	51,02	0,94	51,03	1,26	
3	52,04	0,39	56,49	0,65	52,1	1,15	
4	53,54	0,35	54,51	0,73	53,21	1,06	
5	51,11	0,42	51,8	0,89	51,39	1,22	
6	50,41	0,44	52,26	0,87	50,25	1,35	
7	49,49	0,48	51,97	0,88	50,25	1,35	
8	51,38	0,41	52,26	0,86	51,59	1,20	
9	55,03	0,32	56,32	0,65	53,48	1,03	
Média	51,87	0,40	53,55	0,79	51,84	1,19	

Figura 3.30 – Velocidades do ar em função da temperatura na saída do sistema de aquecimento.



Pode-se observar na Figura 3.30, que, para todos os casos estudados, a velocidade de escoamento do ar é inversamente proporcional à temperatura de saída apresentada pelo fluido. Isto é, quando a velocidade de escoamento do ar diminui, a temperatura média do ar tende a aumentar. Este comportamento explica, de certa forma, o comportamento observado no ponto 9, onde foram observadas as maiores temperaturas de saída do ar, correspondente as menores velocidades de escoamento, conforme resultados de simulação numérica realizada (Figura 3.25).

Os resultados de velocidade de escoamento, obtidos pela equação (3.16), foram comparados com os valores teóricos obtidos através da solução das equações (3.10) a (3.15), as quais foram resolvidas numericamente usando o software MATLAB, considerando uma perfeita distribuição do ar dentro da câmara de secagem. Este valor médio da velocidade foi obtido fazendo um balanço de massa de ar (vazão volumétrica) entre escoamento no duto de 148 mm de diâmetro interno, localizado na sucção do ventilador, e o escoamento na entrada da câmara de secagem, onde é montada a bandeja com área transversal de $0,189 \text{ mm}^2$. O procedimento de medição da velocidade do escoamento do ar é apresentado com mais detalhe na seção 3.1.5. As tabelas 3.5, 3.6 e 3.7 apresentam resultados de velocidade e seus erros experimentais, para cada vazão mássica de ar estudada. As Figuras 3.31, 3.32 e 3.33 apresentam, de forma gráfica, os resultados obtidos.

Tabela 3.5– Comparação dos resultados das velocidades obtidos pela equação (3.16), pelas equações (3.10) a (3.15) (Teórico) e pelas medições direta com o tubo de Pitot, para a vazão mássica de $\dot{m}_{\text{ar}} = 0,06175 \pm 0,0062 \text{ kg/s}$

Ponto	Equação (3.16)	Erro	Média (Pitot)	Erro	Teórico Geométrico
1	0,39	$\pm 0,05$	0,40	$\pm 0,04$	0,38
2	0,40	$\pm 0,05$	0,40	$\pm 0,04$	0,39
3	0,39	$\pm 0,05$	0,40	$\pm 0,04$	0,38
4	0,35	$\pm 0,05$	0,40	$\pm 0,04$	0,39
5	0,42	$\pm 0,05$	0,40	$\pm 0,04$	0,32
6	0,44	$\pm 0,05$	0,40	$\pm 0,04$	0,39
7	0,48	$\pm 0,06$	0,40	$\pm 0,04$	0,38
8	0,41	$\pm 0,05$	0,40	$\pm 0,04$	0,39
9	0,32	$\pm 0,05$	0,40	$\pm 0,04$	0,38

Figura 3.31 – Velocidades de escoamento para cada ponto da bandeja para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,06175 \pm 0,0062$ kg/s

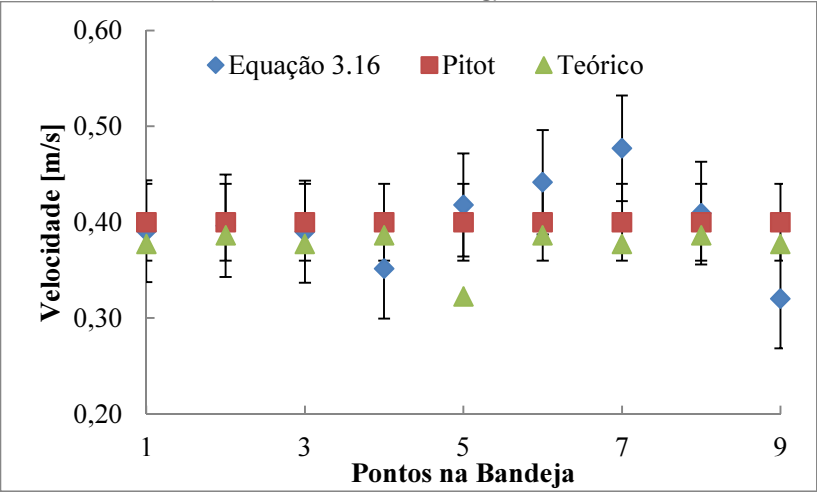


Tabela 3.6– Comparação dos resultados das velocidades obtidos pela equação (3.16), pelas equações (3.10) a (3.15) (Teórico) e pelas medições direta com o tubo de Pitot, para vazões mássicas de $\dot{m}_{ar} = 0,1266 \pm 0,0077$ kg/s

Ponto	Equação 3.16	Erro	Média (Pitot)	Erro	Teórico
1	0,6971	±0,0741	0,82	±0,05	0,78
2	0,9442	±0,0796	0,82	±0,05	0,80
3	0,6484	±0,0731	0,82	±0,05	0,78
4	0,732	±0,0749	0,82	±0,05	0,80
5	0,8871	±0,0783	0,82	±0,05	0,67
6	0,8564	±0,0776	0,82	±0,05	0,80
7	0,8755	±0,0781	0,82	±0,05	0,78
8	0,8564	±0,0776	0,82	±0,05	0,80
9	0,6548	±0,0732	0,82	±0,05	0,78

Figura 3.32 – Velocidades de escoamento para cada ponto da bandeja para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,1266 \pm 0,0077$ kg/s

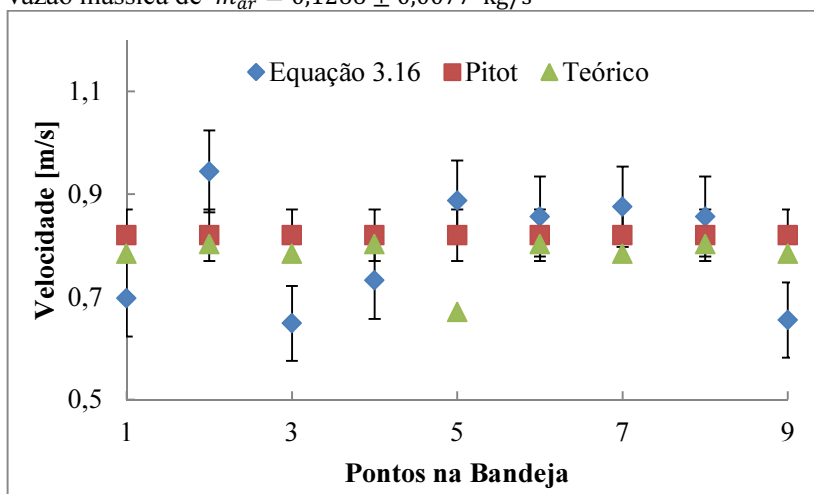
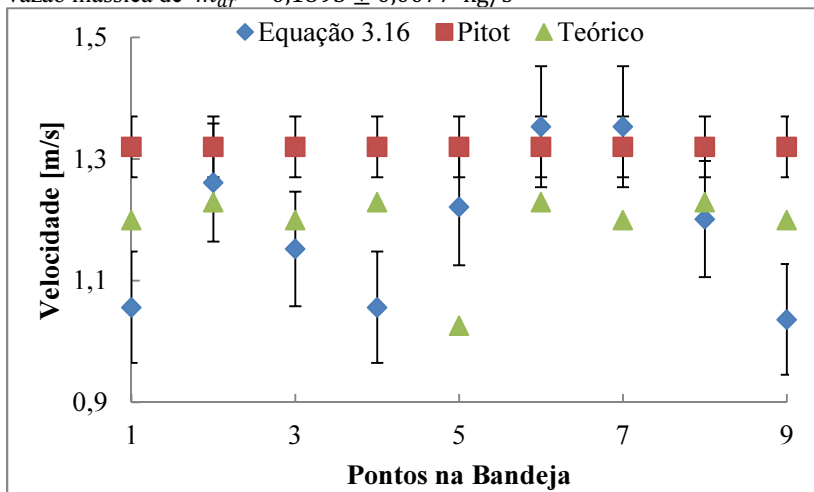


Tabela 3.7– Comparação dos resultados das velocidades obtidos pela equação (3.16), pelas equações (3.10) a (3.15) (Teórico) e pelas medições direta com o tubo de Pitot, para vazões mássicas de $\dot{m}_{ar} = 0,1895 \pm 0,0077$ kg/s

Ponto	Equação 3.16	Erro	Média (Pitot)	Erro	Teórico
1	1,056	$\pm 0,0917$	1,32	$\pm 0,05$	1,20
2	1,261	$\pm 0,0972$	1,32	$\pm 0,05$	1,23
3	1,152	$\pm 0,0942$	1,32	$\pm 0,05$	1,20
4	1,056	$\pm 0,0917$	1,32	$\pm 0,05$	1,23
5	1,221	$\pm 0,0961$	1,32	$\pm 0,05$	1,03
6	1,353	$\pm 0,0997$	1,32	$\pm 0,05$	1,23
7	1,353	$\pm 0,0997$	1,32	$\pm 0,05$	1,20
8	1,201	$\pm 0,0956$	1,32	$\pm 0,05$	1,23
9	1,036	$\pm 0,0911$	1,32	$\pm 0,05$	1,20

Figura 3.33 – Velocidades de escoamento para cada ponto da bandeja para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,1895 \pm 0,0077$ kg/s



Observa-se na Figura 3.31 que o escoamento de ar na câmara de secagem é estatisticamente homogêneo, já que as diferenças entre as velocidades obtidas pela equação (3.16) e a média das velocidades obtidas com o Pitot podem ser associadas ao erro experimental. O modelo teórico consegue representar muito bem a distribuição de velocidade em cada um dos pontos estudados, sendo que somente no ponto 5, que corresponde ao centro da bandeja, o modelo subestima o valor da velocidade medida. À medida que a vazão mássica de ar é aumentada (Figura 3.32 e 3.33), a distribuição de ar dentro da câmara de secagem é menos homogênea, afastando-se mais do valor médio da velocidade obtida com o Pitot e o modelo das equações (3.10) a (3.15) tem maior dificuldade em prever a distribuição do escoamento de ar dentro da câmara.

O pior dos casos, como era de se esperar, acontece na maior vazão mássica de ar, ou seja, $0,1895 \pm 0,0077$ kg/s. Na verdade, à medida que a velocidade do ar aumenta, o escoamento necessita de um duto de maior comprimento para conseguir desenvolver o perfil e o modelo não se ajusta a esta condição. Assim, na entrada do defletor, a vazão mássica de ar em cada um dos canais é diferente, o que gera uma não homogeneidade na distribuição do ar na saída do defletor (entrada da câmara de secagem). As Figuras 3.34, 3.35 e 3.35 apresentam a distribuição de velocidades do ar para os sensores de temperatura mostrados na Figura 3.26, para cada vazão de ar estudada.

Estes gráficos foram gerados a partir dos valores obtidos com a equação (3.16), utilizando um polinômio de interpolação de terceiro grau utilizando o software MATLAB.

Figura 3.34 – Distribuição de velocidades de escoamento na bandeja para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,06175 \pm 0,0062$ kg/s

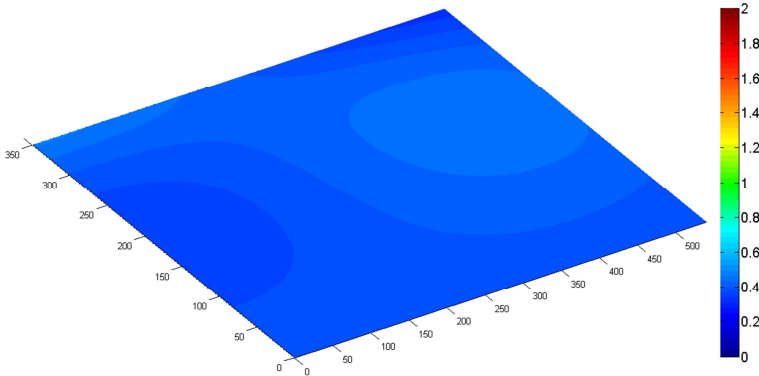


Figura 3.35 – Distribuição de velocidades de escoamento na bandeja para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,1266 \pm 0,0077$ kg/s

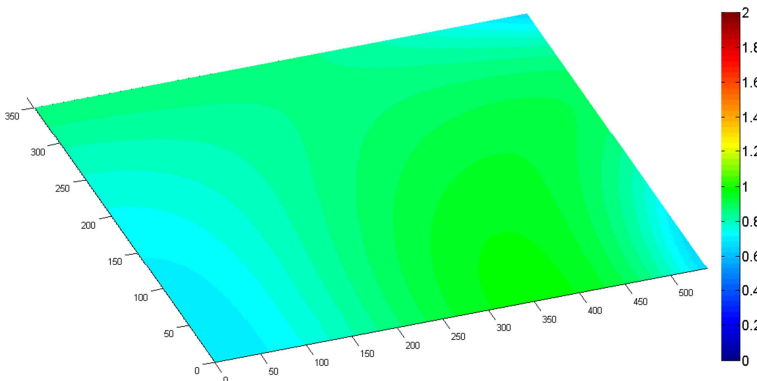
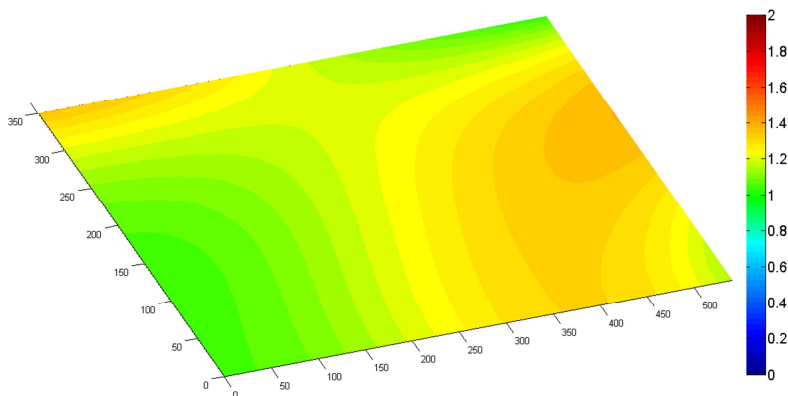


Figura 3.36 – Distribuição de velocidades de escoamento na bandeja para a vazão mássica de $\dot{m}_{ar} = 0,1895 \pm 0,0077$ kg/s

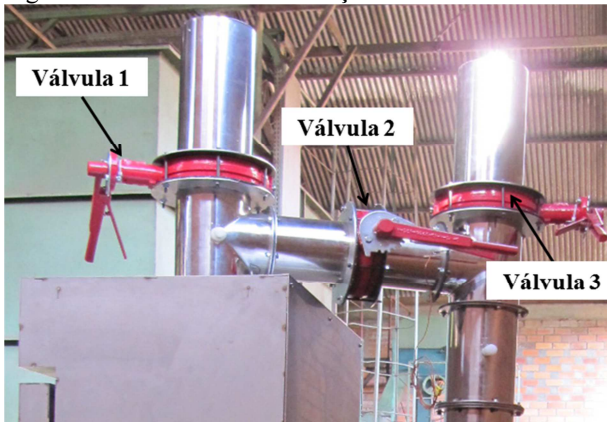


Da mesma forma que os resultados obtidos pela simulação numérica da Figura 3.25 mostra, observa-se, nas Figuras 3.34, 3.35 e 3.36, uma não homogeneidade do escoamento de ar na secção transversal da bandeja onde é depositada a erva. Porém em termos de secagem do produto, é possível assumir que esta distribuição seja uniforme, pois permite uma secagem homogênea da erva em cada um dos pontos da bandeja, o que foi corroborado nos testes apresentados no capítulo 6.

3.1.4. Sistema de renovação de ar

Tendo em mente o aumento da eficiência térmica e a economia de energia, foi projetado um sistema de renovação de ar, apresentado na Figura 3.37. Este sistema conta com três válvulas do tipo borboleta de diâmetro nominal de 6 polegadas, que regulam a passagem de ar por cada uma das tubulações de diâmetro interno 148 mm. O material do corpo das válvulas é de Ferro Fundido Nodular ASTM A536 e o material do disco interior é de Aço Inoxidável ASTM A351.

Figura 3.37 – Sistema de renovação de ar



Cada válvula possui seis diferentes posições reguláveis manualmente através de um atuador do tipo alavanca. Na tabela 3.8 se apresenta cada uma das posições da válvula e a correspondente porcentagem de abertura. A posição 1 da válvula (completamente fechada) acontece quando o atuador tipo alavanca encontra-se perpendicular à direção do fluxo e a posição 7 (completamente aberta) ocorre quando o atuador tipo alavanca encontra-se na direção ao fluxo. Na Figura 3.38 se apresenta a válvula 2 do sistema de renovação de ar na posição 7 (completamente aberta).

Foi determinada a porcentagem de renovação de ar do sistema para diferentes combinações das válvulas. A Figura 3.39 apresenta a nomenclatura da combinação das válvulas do sistema para 100% de renovação de ar, onde o primeiro, segundo e terceiro número indicam a posição da válvula 1, 2 e 3, respectivamente. Foi utilizada a letra “V” para identificar que este número de três dígitos indica uma combinação do sistema de renovação de ar, evitando equívocos.

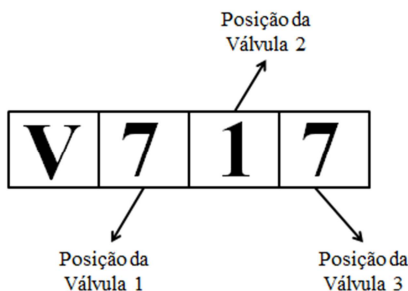
Tabela 3.8– Posição e porcentagem de abertura das válvulas

Posição 1	Completamente fechada
Posição 2	16,7% Aberta
Posição 3	33,4% Aberta
Posição 4	50,1% Aberta
Posição 5	66,8% Aberta
Posição 6	83,5% Aberta
Posição 7	Completamente Aberta

Figura 3.38 – Válvula 2 na posição 7 (Completamente aberta)



Figura 3.39 – Nomenclatura da combinação do sistema de renovação de ar



Os testes realizados para a determinação da percentagem de renovação de ar para cada combinação das válvulas foram feitos a uma temperatura média de $50,4 \pm 1,1^\circ\text{C}$, e a uma vazão mássica do ar de $\dot{m}_{ar} = 0,1266 \pm 0,0077 \text{ kg/s}$.

A percentagem de renovação de ar (τ_{ar}) foi definida como a vazão mássica de ar na saída e a vazão mássica total de ar que circula pelo sistema, como é apresentado na equação (3.17):

$$\tau_{ar} = \frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{ar}}, \quad (3.17)$$

onde \dot{m}_0 é a vazão mássica de renovação de ar, a qual foi medida experimentalmente na saída da válvula 1 através de um anemômetro

de fio quente da marca AIRFLOW INSTRUMENTS THERMAL, modelo TA5, conforme mostrado na Figura 3.40.

Figura 3.40 – Anemômetro de fio quente

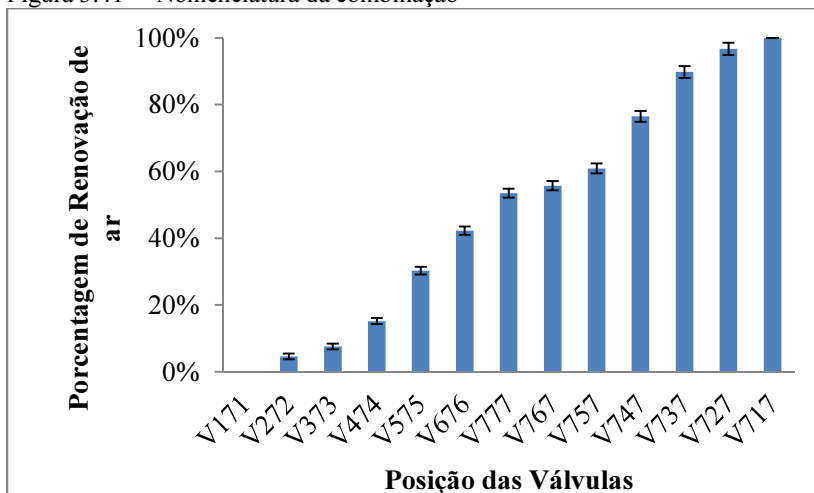


A tabela 3.9 e a Figura 3.41 apresentam os resultados dos testes empregados na determinação das porcentagens de renovação de ar, junto com os respectivos erros experimentais, para cada combinação estudada das aberturas das válvulas.

Tabela 3.9– Porcentagem de renovação de ar para cada combinação das válvulas do sistema.

Combinação	Renovação
V171	$0,0 \pm 0,0\%$
V272	$4,6 \pm 0,8\%$
V373	$7,6 \pm 0,9\%$
V474	$15,2 \pm 0,9\%$
V575	$30,3 \pm 1,1\%$
V676	$42,3 \pm 1,2\%$
V777	$53,5 \pm 1,4\%$
V767	$55,7 \pm 1,4\%$
V757	$60,9 \pm 1,5\%$
V747	$76,5 \pm 1,6\%$
V737	$89,8 \pm 1,8\%$
V727	$96,7 \pm 1,9\%$
V717	$100 \pm 0,0\%$

Figura 3.41 – Nomenclatura da combinação



3.1.5. Ventilador Centrífugo

Para provocar o fluxo de ar na câmara de secagem, foi utilizado um ventilador centrífugo marca LUFTMÁXI modelo LF3-AR, apresentado na Figura 3.42. O diâmetro do rotor do ventilador é de 300 mm. A vazão volumétrica máxima, segundo o catálogo do fabricante, é de 47,4 m³/min quando a perda de carga é de 190 mm.c.a. A potência máxima do ventilador operando a 3600 rpm é de 3 HP.

Figura 3.42 – Ventilador centrífugo do secador 1



O conhecimento das velocidades de escoamento do ar de secagem para diferentes rotações do ventilador é de suma importância quando se estuda o efeito da velocidade do ar no tempo de secagem das ervas finas.

Estas velocidades foram determinadas experimentalmente através de um tubo de Pitot em "L", de 6 mm de diâmetro e um comprimento de 360mm, como o apresentado na Figura 3.43. Este tubo foi instalado na tubulação principal (diâmetro interno de 148 mm), na região de sucção do ventilador. Para permitir que o perfil de velocidades do escoamento de ar seja completamente desenvolvido e assim minimizar o erro associado à medição experimental, seguindo a norma da ASHRAE (2001), o tubo de Pitot foi localizado a uma distância de aproximadamente a 7,5 vezes o diâmetro interno da tubulação, após a última perturbação do escoamento (a 1125 mm do retificador de fluxo de placa furada, utilizada para organizar e retificar o escoamento do ar) e a uma distância de 3,5 vezes o diâmetro do tubo antes de outra perturbação (aproximadamente 450 mm a partir da base da tubulação, na sucção do ventilador), como é mostrado na Figura 4.44.

O número de revoluções do ventilador foi variado através do controle de frequência empregando para isto um inversor marca WEG modelo CFW08 o qual foi instalado no painel de controle. A Figura 3.45 apresenta o inversor de frequência utilizado no secador instalado no regulador no painel de controle deste.

Figura 3.43 – Tubo de Pitot

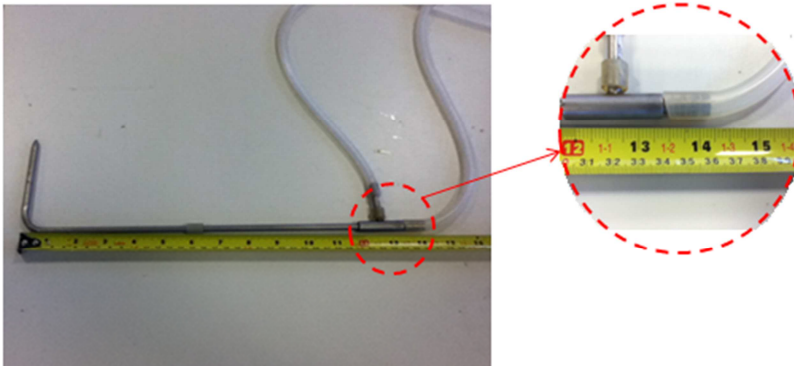


Figura 3.44 – Localização do tubo de Pitot no secador 1

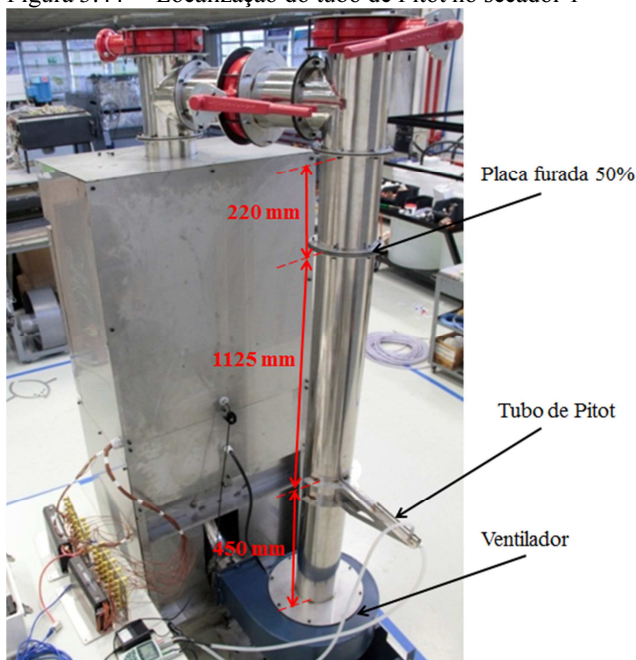
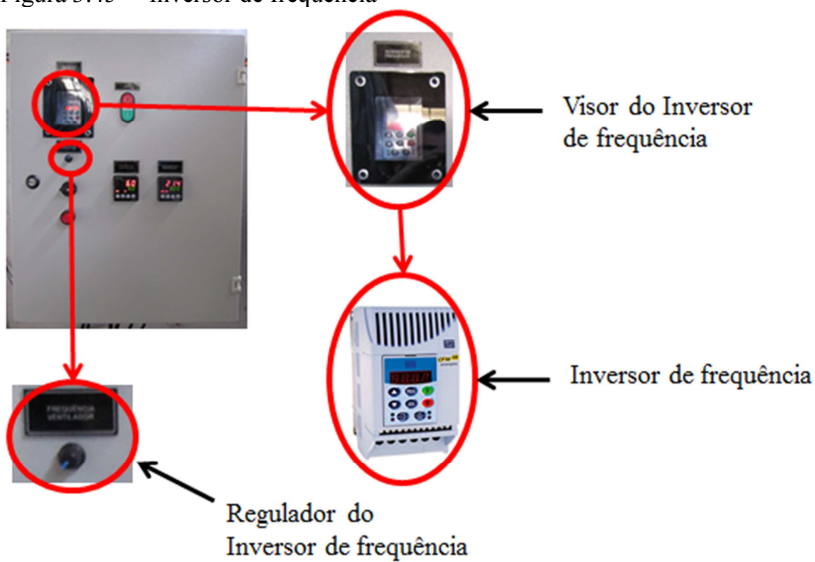
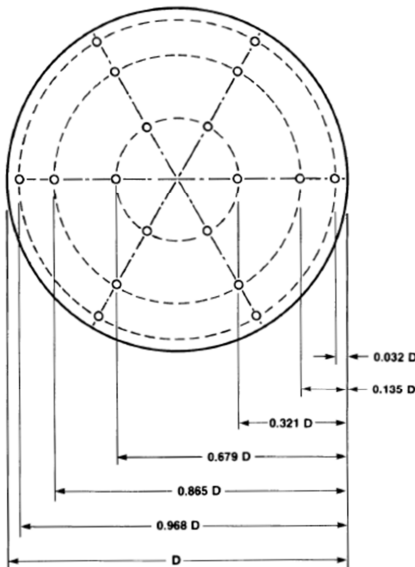


Figura 3.45 – Inversor de frequência



A norma ASHRAE (2001) apresenta uma metodologia (The log-linear rule) para a medição da velocidade do ar que escoa por uma tubulação de secção transversal circular. Na Figura 3.46 se observa as localizações dos pontos onde o tubo de Pitot (ou qualquer outro tipo dispositivo de medição pontual de velocidade como, por exemplo, um anemômetro de fio quente), deve ser posicionado para cada medição. Com o objetivo de conhecer o desvio padrão das medições das velocidades locais, foram feitas vinte repetições para cada um dos seis pontos mostrados na Figura 3.46. A velocidade média do escoamento foi calculada simplesmente como a média aritmética entres as velocidades pontuais obtidas pelo Pitot. Foi utilizado um sensor diferencial de pressão e velocidade de escoamento de ar da marca AHLBORN modelo FDA 602S1K, apresentado na Figura 3.47. Este sensor foi acoplado ao tubo de Pitot através de mangueiras que transmitem as pressões estática e total ao sensor. Os dados da pressão e velocidade foram visualizados e armazenados através do sistema de aquisição de dados marca AHLBORN modelo ALMEMO 2450-1L, apresentado na Figura 3.48.

Figura 3.46 – Distribuição dos pontos para a medição da velocidade de escoamento do ar



Fonte: ASHRAE FUNDAMENTALS HANDBOOK (2001).

Figura 3.47 – Sensor de pressão diferencial e velocidade AHLBORN modelo FDA 602S1K



Figura 3.48 – Sistema de aquisição de dados marca AHLBORN modelo ALMEMO 2450-1L



Para determinar a velocidade de escoamento do ar na câmara de secagem a partir dos dados obtidos experimentalmente com o tubo de Pitot, foi realizado um balanço de vazão volumétrica entre a vazão que passa pelo duto onde foi instalado o tubo de Pitot e a vazão que passa pela câmara de secagem, considerando que não existem perdas de massa ao longo do escoamento de ar. Assim, a velocidade de escoamento na câmara de secagem fica:

$$V_c = V_d \frac{A_d}{A_c} \quad (3.18)$$

onde V_c e V_d são a velocidade média na câmara de secagem e no duto donde foi instalado o tubo de Pitot respectivamente, e A_c e A_d correspondem à área transversal ao escoamento na câmara de secagem e no duto, respectivamente.

Na tabela 3.10 se apresentam os resultados da velocidade média no duto onde foi instalado o tubo de Pitot, obtidos experimentalmente através da metodologia descrita pela Figura 3.46, com o seu respectivo erro experimental e a velocidade média do escoamento na câmara de secagem obtidos através da equação (3.18) e o seu erro experimental propagado, o qual será detalhado no Anexo 1. Nas Figuras 3.49 e 3.50 apresentam em forma gráfica os resultados obtidos na tabela 3.10. É possível observar, em ambos os gráficos, que o comportamento da velocidade é linearmente proporcional ao número de revoluções com que opera o ventilador.

Tabela 3.10– Resultados da velocidade em função do número de revoluções

n [Hz]	V_d [m/s]	Erro	V_c [m/s]	Erro
0	0,00	±0,00	0,00	±0,00
20	4,40	±0,42	0,40	±0,04
40	9,00	±0,51	0,82	±0,05
60	13,60	±0,55	1,24	±0,05

Figura 3.49 – Velocidade média do ar no duto em função da frequência de giro

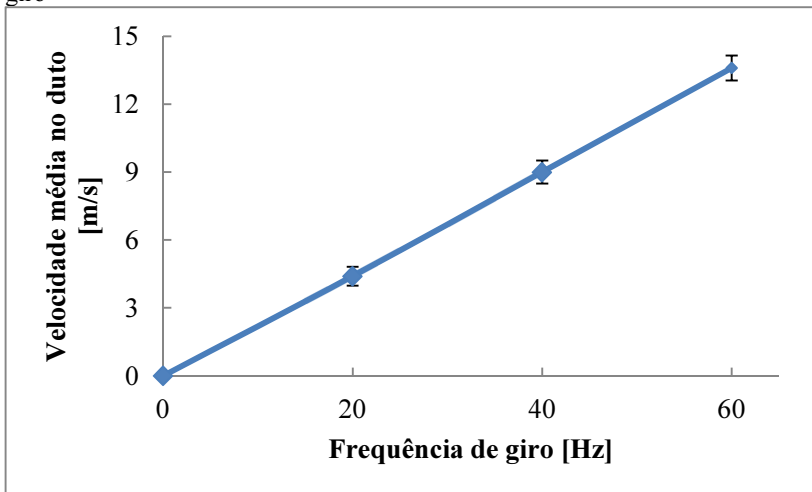
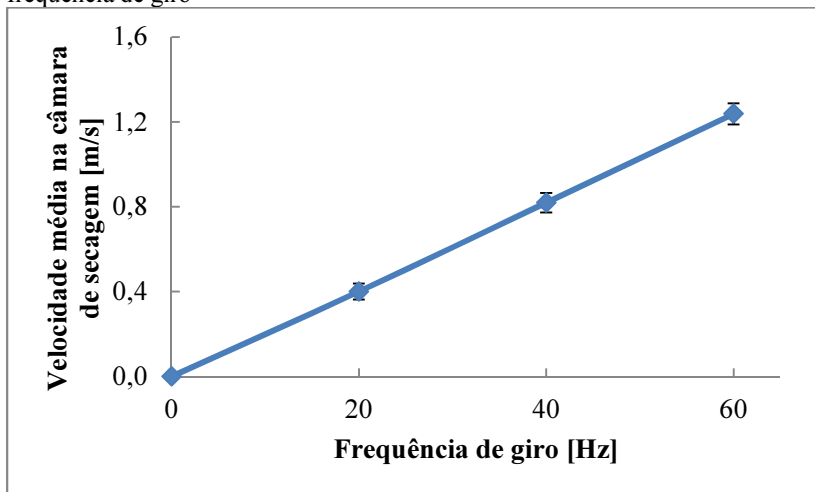


Figura 3.50 – Velocidade média do ar na câmara de secagem em da frequência de giro



Os ventiladores centrífugos assim como as bombas centrífugas podem ser caracterizados através de regras de semelhança, onde mudanças nas curvas características podem ser obtidas variando a velocidade de operação ou alterando o tamanho do rotor dentro de uma mesma carcaça. Para atingir semelhança dinâmica, é necessário obter semelhanças geométrica e cinemática. Assim para a situação mais simples quando somente a velocidade de rotação é alterada, e a semelhança geométrica está assegurada, a semelhança cinemática é mantida através das seguintes equações (FOX et al. 2006):

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \frac{n_2}{n_1} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^3 \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_{v2} = \dot{Q}_{v1} \frac{\rho_2}{\rho_1} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^5 \quad (3.20)$$

onde \dot{V} é a vazão volumétrica do ar, n é o número de revoluções, d corresponde ao diâmetro do rotor do ventilador, \dot{Q}_v é a potência elétrica consumida pelo ventilador, e ρ a densidade do fluido. Os sub

índices 1 e 2 representam as condições de ventilador quando este opera com um número de revoluções n_1 e n_2 , respectivamente.

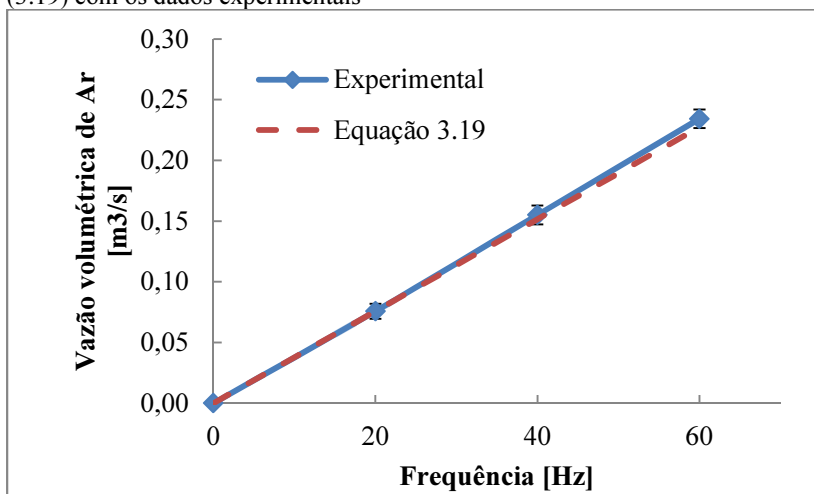
A equação (3.19) apresenta a lei de semelhança para a vazão volumétrica quando o número de revoluções do ventilador é variado de n_1 a n_2 . É importante destacar que, nos testes realizados para a caracterização do ventilador, somente a frequência de giro foi variada e não a geometria do ventilador. Assim, a partir do número de revoluções do ventilador, foi determinada a variação da vazão mássica do ar através da equação (3.19), considerando-se que a densidade do fluido não varia com o aumento ou diminuição da velocidade de escoamento do ar. Os resultados obtidos com a equação (3.19) foram comparados com os dados obtidos de forma experimental como é mostrado na tabela 3.11.

Tabela 3.11– Comparação da vazão volumétrica de ar obtida pela equação (3.19) com os dados experimentais

\dot{V} [m ³ /s]			
n[Hz]	Experimental	Erro	Teórico
0	0,0000	±0,0000	0,0000
20	0,0758	±0,0062	0,0758
40	0,1550	±0,0077	0,1516
60	0,2343	±0,0077	0,2274

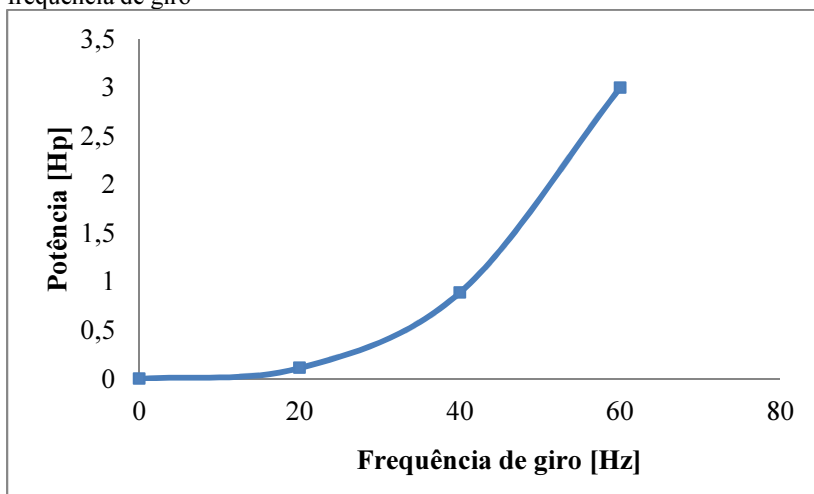
Observa-se, na tabela 3.11, que os erros dos resultados obtidos através da regra de semelhança podem ser associados aos erros experimentais da vazão volumétrica, como pode ser graficamente observado na Figura 3.51, o que permite deduzir que a regra de semelhança para a vazão volumétrica de ar é válida para o ventilador instalado no secador. Assim, na ausência de medições experimentais da potência consumida pelo ventilador, pode-se assumir que a regra de semelhança para a potência elétrica consumida seria também válida para este ventilador.

Figura 3.51 – Comparação da vazão volumétrica de ar obtida pela equação (3.19) com os dados experimentais



A Figura 3.52 apresenta o comportamento da potência elétrica consumida pelo ventilador para diferentes números de revoluções, segundo a regra de semelhança dada pela equação (3.20).

Figura 3.52 – Potência elétrica consumida pelo ventilador em função da frequência de giro



3.1.6. Umidificador

Para determinar a energia que se necessita para quebrar as forças intermoleculares de ligação e realizar a mudança de fase da água contida na erva medicinal, é necessário determinar experimentalmente as isotermas de sorção de água, para cada valor de equilíbrio. Para isto, é necessário contar com um equipamento que permita trabalhar em diferentes umidades relativas do ar, as quais devem se manter constantes durante todo o processo de secagem (PARK et al., 2007). Para conseguir esta condição de secagem, foi montado, na base da tubulação de onde o ventilador aspira o ar, um sistema que injeta água diretamente no eixo do impulsor, a qual é misturada e evaporada após passar pelo sistema de aquecimento, aumentando o conteúdo de umidade no ar de secagem. Este sistema é controlado de forma manual através de um interruptor montado no painel de controle como é apresentado na Figura 3.53.

Figura 3.53 – Sistema de umidificação do ar de secagem



Controlador Manual para
ingresso de água ao sistema

3.2. SECADOR 2: TERMOSSIFÕES VERTICAIS NA CÂMARA DE SECAGEM.

Um dos principais problemas apresentados pela geometria do secador 1 está no fato de que o ar de secagem é forçado a escoar de baixo para cima através das bandejas de ervas, gerando uma perda na

qualidade do ar, a medida que passa por cada uma delas, ou seja, a sua temperatura diminui ao mesmo tempo em que aumenta a sua umidade relativa. Desta forma, as ervas secas nas bandejas inferiores atingem o seu equilíbrio higroscópico com o ar antes que as ervas que localizadas nas bandejas superiores.

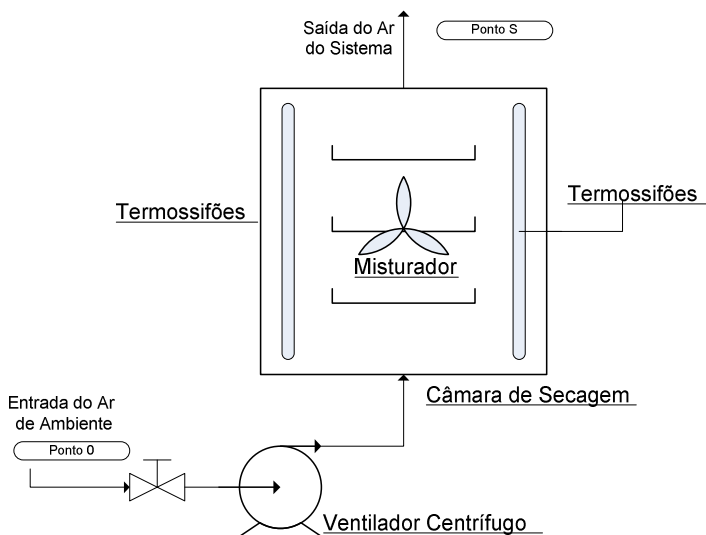
Figura 3.54 – Forno de cocção de pães adaptado como secador de ervas finas



O trabalho desenvolvido por Mantelli et al.[2] (2006) na aplicação da tecnologia de termossifões em árvore em regiões próximas às paredes laterais da câmara de cocção, mostrou que este tipo de configuração garante um alto grau de homogeneidade na distribuição de temperatura no interior da câmara de cocção, permitindo um grande controle da qualidade do produto e gerando uma economia no consumo de energia de até 50%, quando comparado com

fornos a gás tradicionais do mercado. Tendo em vista estes resultados, buscou-se estudar se este tipo de configuração de fornos, além de proporcionar alto grau de homogeneidade na temperatura na câmara, também propiciaria uma distribuição uniforme da umidade relativa do ar de secagem. Desta maneira um forno de cocção de pães disponível no LABTUCAL, cuja fotografia está mostrada na Figura 3.54, foi adaptado e instrumentado. Na Figura 3.55 é apresentado o esquema de operação deste secador.

Figura 3.55 – Esquema de operação do secador 2



Este forno adaptado é aqui denominado de secador 2, sendo constituído por quatro componentes principais: câmara de secagem, termossifão em árvore, misturador de ar e ventilador centrífugo. A seguir serão apresentados mais detalhes de cada uma destas componentes.

3.2.1. Câmara de secagem

Neste tipo de configuração, o ar de secagem que circula pela câmara é totalmente turbulento e escoar em diferentes direções; isto se deve ao misturador que se encontra montado na parede oposta à porta do forno. A distribuição de temperatura dentro da câmara de secagem

é altamente homogênea como já foi estudado por Mantelli et al.[2] (2006). Quando o ar de secagem entra em contato com as ervas finas, cede parte da sua energia para iniciar o processo difusivo da água no interior da erva e posteriormente evapora-la quando esta chega à superfície, o que gera uma diminuição da temperatura e um aumento da umidade relativa do ar de secagem.

A energia perdida pelo ar de secagem é restituída pelo calor que é aportado pelos condensadores dos termossifões em árvore montados próximos às paredes laterais da câmara de secagem, de forma que a temperatura do ar durante todo o processo seja mantida constante. Para manter as condições ótimas de secagem em relação à umidade relativa do ar, é necessário renovar uma fração do ar de secagem. Assim, através de um ventilador centrífugo, ar em condições atmosféricas é aportado a câmara, sendo jogado diretamente no centro do misturador, permitindo uma mistura rápida com o ar úmido da câmara, de forma a se ter uma distribuição de umidade relativa do ar uniforme em todos os pontos da câmara de secagem.

A câmara de secagem de dimensões 700x900x850 mm, foi instrumentada com 27 termopares tipo K da marca Omega®, distribuídos no interior da câmara segundo o esquema apresentado na Figura 3.56, com a finalidade de obter a distribuição da temperatura dentro da câmara durante todo processo de secagem. Para a leitura e o armazenamento dos dados obtidos com os termopares, foi utilizado um sistema de aquisição de dados CR1000 e um multiplexador AM25T, ambos da marca Campbell® apresentados na Figura 3.6.

Para obter os valores da umidade relativa do ar em diferentes pontos da câmara de secagem, foram utilizados três sensores de umidade relativa e de temperatura da marca AHLBORN, modelo FHA646E1C, como o mostrado na Figura 3.7.

Na Figura 3.57 está mostrada uma fotografia do interior da câmara de secagem onde podem ser observados os principais componentes desta.

Figura 3.56 – Distribuição dos termopar tipo K no interior da câmara de secagem do secador 2

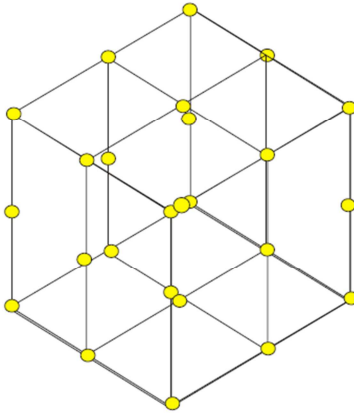


Figura 3.57 – Câmara de secagem do secador 2



3.2.2. Termossifões em árvore

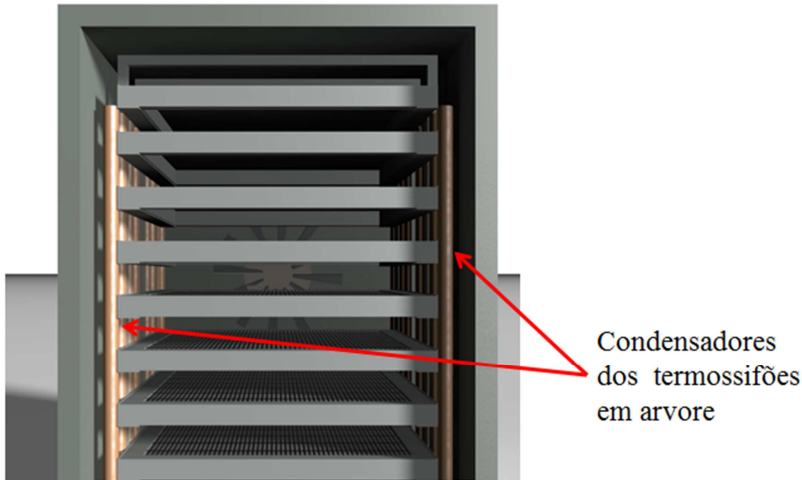
Os termossifões em árvore consistem num tubo horizontal (evaporador) no qual estão conectados vários tubos verticais (condensadores). Mantelli, et. al (2005), testaram a concepção de termossifão em árvore com quatro condensadores como o apresentado na Figura 3.58. Estes autores mostraram que, quando os coeficientes de transferência de calor externos ao condensador são menores do que os coeficientes internos ao termossifão, o que ocorre na vasta maioria das aplicações incluindo fornos de cocção de pães onde a troca de calor entre o condensador e o ar se dá por convecção, o vapor se espalha igualmente entre todos os condensadores, permitindo que a temperatura dos condensadores seja praticamente uniforme. Uma das principais vantagens desta configuração é a utilização de um único evaporador horizontal para todos os condensadores, o que possibilita a utilização de um único queimador para todo o conjunto evaporador/condensadores. A Figura 3.59 apresenta a localização dos condensadores dos termossifões em árvore na câmara de secagem.

Figura 3.58 – Termossifões em árvore



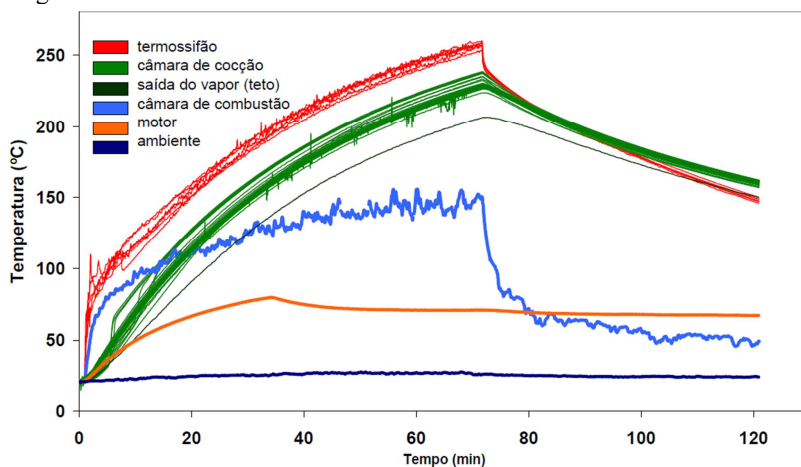
Fonte: (MANTELLI et al., 2005)

Figura 3.59 – Localização dos condensadores dos termossifões em árvore dentro câmara de secagem do secador 2



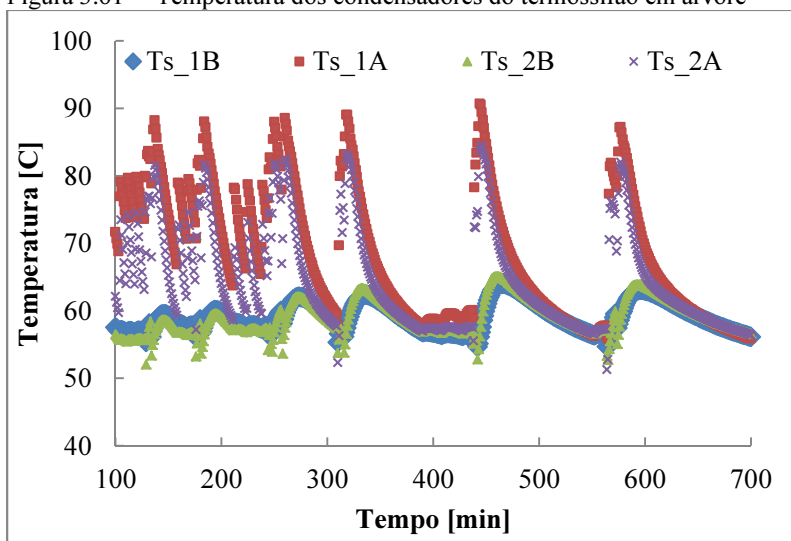
Segundo Mantelli et. al (2005), as temperaturas ao longo dos condensadores não variam consideravelmente conforme mostram as curvas dos gráficos apresentados na Figura 3.60. Note-se que, enquanto os termossifões em árvore foram projetados para operar a temperaturas acima de 200 °C, a temperatura do ar de secagem é por volta de 55 °C. Desta forma, um estudo foi conduzido para verificar o comportamento do forno em temperaturas tão abaixo do seu projeto original. Para isto foram instalados 8 termopares tipo K em quatro condensadores da câmara de secagem, sendo dois dos condensadores localizados na entrada da porta do forno e dois condensadores ao final da câmara. Em cada um dos condensadores estudados se instalaram dois termopares, um na base e outro na ponta do condensador. Os resultados obtidos destas medições são apresentados na Figura 3.61, onde Ts corresponde à temperatura da superfície externa do condensador, os índices 1 e 2 correspondem aos condensadores da entrada e os 3 e 4 correspondem aos condensadores do final da câmara, as letras A e B representam a leitura da temperatura tomada na base e na ponta do condensador respectivamente.

Figura 3.60 – Temperatura interna do forno para os testes realizados sem carga



Fonte: (MANTELLI et al., 2005)

Figura 3.61 – Temperatura dos condensadores do termossifão em árvore



Pode-se observar na Figura 3.61 que, em todos os condensadores estudados, o comportamento na base e na ponta foi o mesmo: cada vez que a porta do forno foi aberta, a temperatura da base dos condensadores aumentou consideravelmente em relação à

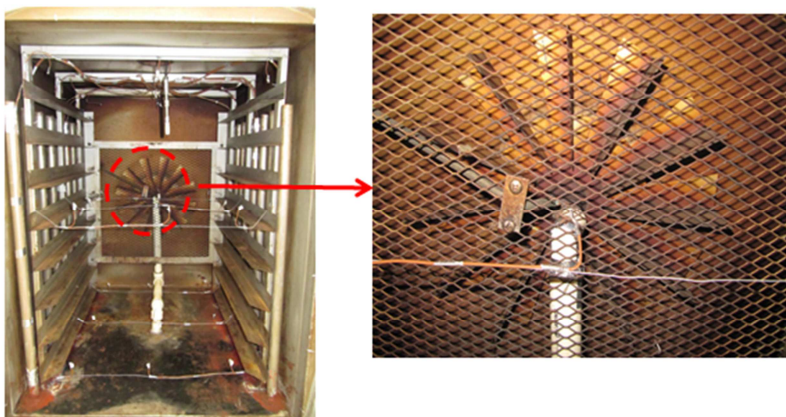
temperatura da ponta. Isto se deve ao fato de que o termossifão tenta de manter a temperatura do ar da câmara constante, no caso em 55°C. Pelo fato da porta abrir com o misturador ligado, o ar ingressa em condições ambientes na câmara resfriando a câmara e os condensadores nas suas zonas superiores. Assim, o evaporador e as partes inferiores do condensador aumentam de temperatura para compensar rapidamente o resfriamento. Note-se que este processo é passivo, não necessita de atuadores externos. Durante os primeiros 250 minutos de secagem, as temperaturas da base e da ponta dos condensadores apresentaram uma maior diferença, uma vez que, durante este período de tempo, o ar de secagem transfiriu a maior parte da sua energia ao processo de liberação de vapor de água na erva. Igualmente, pra manter constante a temperatura do ar durante este período, o termossifão comporta-se de forma similar ao acontecido quando a porta do forno e abre. Depois deste período de tempo, e quando a porta do forno manteve-se fechada, as temperaturas na base e na ponta dos condensadores não variaram consideravelmente, ficando praticamente no mesmo nível da temperatura do ar de secagem.

3.2.3. Misturador

O sucesso em muitas operações unitárias industriais dependem da eficiência do processo de mistura. O misturador de ar apresentado na Figura 3.62 é o sistema utilizado no secador 2 para fazer circular o ar na câmara de secagem e misturar o vapor de água liberado pelas ervas finas com o ar da câmara e o ar de renovação, com o objetivo de manter sempre constante e uniforme a umidade relativa do ar dentro da câmara de secagem, durante todo o processo de secagem.

O misturador da Figura 3.62 pode ser considerado como um tipo turbina de disco, com a diferença que as pá não são de secção uniforme, isto é, possuem uma pequena variação (ver detalhe na Figura 3.63). Este tipo de turbina é utilizada especialmente para a dispersão de um gás num líquido. A forma com que o fluido se movimenta dentro da câmara depende de muitos fatores, dentre eles o tipo de impulsor, as características do fluido, a existências de defletores e a geometria da câmara.

Figura 3.62 – Misturado do secador 2

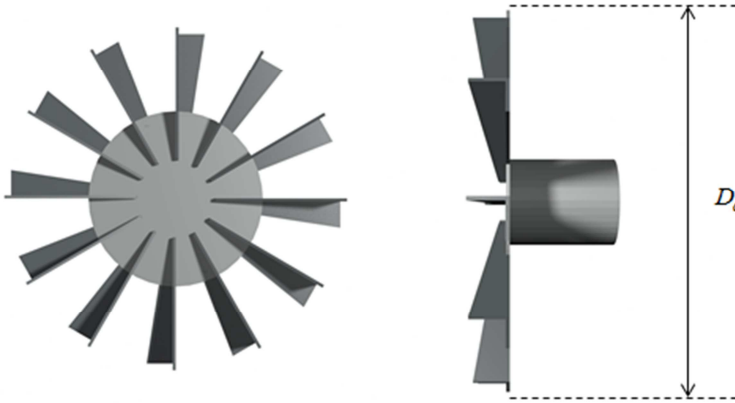


Para que o processo de mistura seja eficiente, o volume de fluido movimentado tem que ser suficiente para que este seja espalhado por toda a câmara num curto espaço de tempo, ou seja, a velocidade com que o fluido sai do impulsor tem que ser suficientemente grande para que este possa atingir as partes mais afastadas da câmara. Na verdade, nas operações de mistura, a velocidade do escoamento não é o fator mais importante, mas sim o seu nível de turbulência. Segundo McCabe et al. (2007), para números de Reynolds maiores a 10^4 , o escoamento do fluido é turbulento em todas as partes da câmara. Neste caso, o número de Reynolds é definido como:

$$Re_{D_a} = \frac{nD_a^2 \rho}{\mu}, \quad (3.21)$$

onde n é o número de revoluções do misturador, D_a corresponde ao diâmetro total do misturador como é mostrado na Figura 3.63, ρ é a densidade do fluido e μ a viscosidade dinâmica ou absoluta.

Figura 3.63 – Diâmetro total do misturado do secador 2



A Figura 3.65 mostra um gráfico do número de Reynolds em função da frequência de giro do misturador. Para todos os casos analisados, o número de Reynolds é maior a 10^4 , o que indica que o ar de secagem é completamente turbulento em todos os pontos da câmara, ou seja, o processo de mistura do ar é eficiente.

A potência elétrica consumida pelo misturador durante a sua operação pode ser determinada pela expressão (MCCABE et al., 2007):

$$\dot{Q}_m = \frac{N_p \rho n^3 D_a^5}{\eta_{motor}}, \quad (3.22)$$

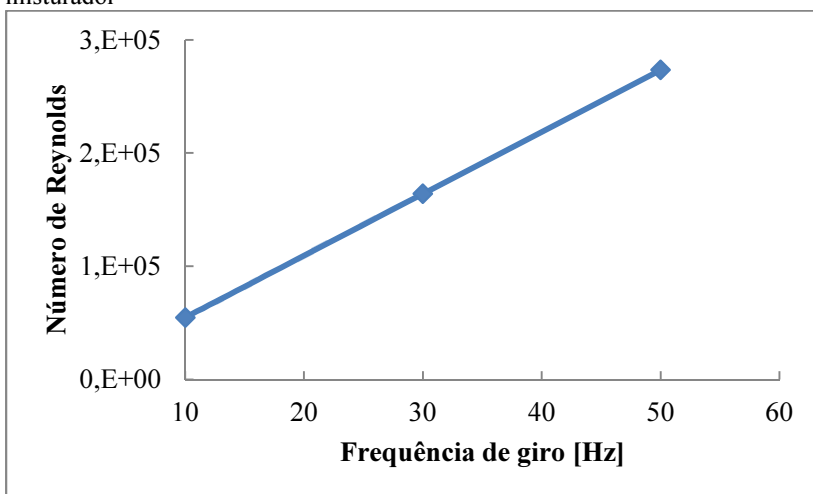
onde N_p é um número adimensional que representa a potência do motor e depende do tipo de turbina utilizada no misturador e η_{motor} corresponde ao rendimento do motor.

Fazendo uma analogia com as regras de semelhança para a potência elétrica consumida pelo ventilador (equação 3.20) e considerando que ao variar o número de revoluções do misturador, mantendo constante os demais parâmetros, a potência elétrica consumida pelo ventilador devida à variação da frequência de giro é dada por:

$$\dot{Q}_{m2} = \dot{Q}_{m1} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3, \quad (3.22)$$

onde n é o número de revoluções, d corresponde ao diâmetro do impulsor do ventilador, \dot{Q}_m é a potência elétrica consumida pelo misturador e os sub índices 1 e 2 representam as condições de ventilador quando este opera com um número de revoluções n_1 e n_2 , respectivamente.

Figura 3.64 – Número de Reynolds para diferentes frequência de giro do misturador



Assim a Figura 3.65 apresenta o comportamento da potência elétrica consumida pelo misturador para diferentes números de revoluções, segundo a lei de semelhança da equação 3.22. É importante destacar que, segundo as especificações do motor do misturador, a potência elétrica consumida pelo misturador a 60 Hz é de 1 Hp. A frequência de giro do misturador foi variada a través de um inversor de frequência marca WEG modelo CFW10 apresentado na Figura 3.66.

Figura 3.65 – Potência elétrica consumida pelo ventilador em função da frequência de giro

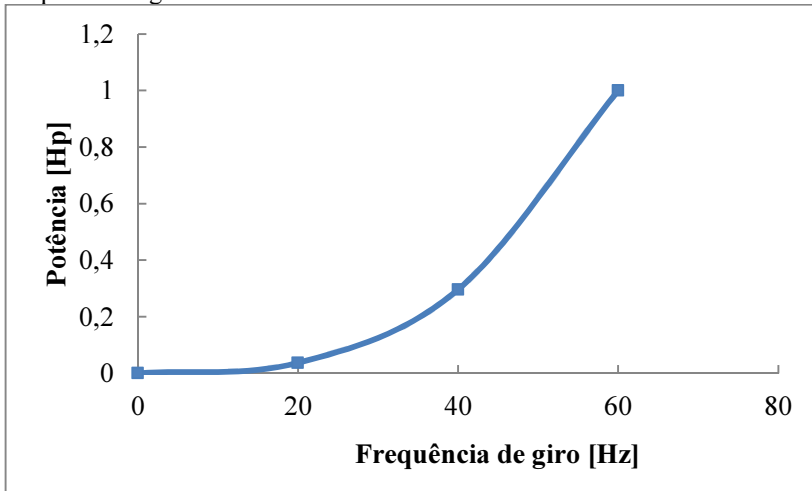


Figura 3.66 – Inversor de frequência do misturador



3.2.4. Ventilador centrífugo

Para renovar o ar na câmara de secagem, foi utilizado o ventilador centrífugo apresentado na Figura 3.67, que possui um motor

de indução trifásico da marca WEG, que consome uma potência elétrica de 3 Hp, quando este opera com uma frequência de giro de 60 Hz.

Figura 3.67 – Ventilador centrífugo do secador 2



Considerou-se a vazão mássica do ar que ingressa ao sistema igual à vazão mássica do ar que sai pela chaminé da câmara de secagem. Assim para determinar esta vazão mássica de ar de renovação foi instalado um duto de PVC de 98,1 mm de diâmetro e 1200 mm de comprimento na saída da chaminé do forno. A velocidade na saída determinada em forma experimental através do tubo de Pitot em "L" apresentado na Figura 3.43, o qual foi instalado a 850 mm da base da tubulação, garantindo aproximadamente a 7,5 vezes o diâmetro interno da tubulação após a última perturbação do escoamento e 3,5 vezes o diâmetro antes de outra perturbação do fluxo, conforme metodologia descrita pela ASHRAE (2001). Na Figura 3.68 se apresenta uma fotografia do duto e do tubo de Pitot montados no forno. Utilizou-se a metodologia “log-linear rule” para a medição da velocidade do ar que escoar por uma tubulação de secção transversal circular, descrita na seção 3.15.

Figura 3.68 – Ventilador centrífugo do secador 2



Foi feita uma pequena entrada de ar circular na base da câmara de secagem de 22,1 mm de diâmetro, pela qual o ar de renovação ingressa na câmara. A adaptação desta entrada de ar à saída do ventilador foi feita através de um adaptador cuja seção transversal varia abruptamente, originando um aumento na perda de carga e uma diminuição na vazão mássica de ar que o ventilador é capaz de bombear. Assim a vazão mássica de renovação de ar medida de forma experimental quando o ventilador opera a sua frequência máxima de giro (60 Hz) foi de $0,00218 \pm 0,0004$ kg/s, a qual foi mantida constante durante todos os testes de secagem feitos neste secador.

4. MODELOS TEÓRICOS

A secagem das ervas finas ocorre devido à movimentação da água internamente nas ervas, resultante de uma diferença de pressão parcial entre o vapor no ar e a água na superfície da folha, provocando a evaporação da água. O vapor liberado pela erva se mistura com o ar da câmara, aumentando a umidade do ar. Assim, para que ocorra secagem, é necessário que a pressão parcial de vapor da água em sua superfície seja maior do que a pressão parcial do vapor da água no ar de secagem.

Modelos matemáticos são ferramentas úteis para estimar o tempo necessário para reduzir a quantidade de água de produtos em diferentes condições de secagem, melhorando assim a eficiência do processo. O ajuste dos dados experimentais aos modelos matemáticos é essencial no caso das plantas finas e aromáticas, de forma a se obter modelos adequados para cada espécie (RONICELY et al. 2012).

A teoria de difusão líquida baseada na Lei de Fick tem sido amplamente empregada na área da secagem, embora seu uso seja restrito, devido às hipóteses adotadas como: redução do volume desprezada, não existência do efeito de capilaridade, equilíbrio térmico instantâneo com o ar e efeitos da transferência de energia e massa de um corpo para outro admitidos como desprezíveis.

Estudos recentes relacionados à secagem de espécies finas, condimentares e aromáticas, como Capim-Limão (MARTINAZZO et al. 2007), Tomilho (RONICELY et al. 2012), *Mentha Crispa* L. (PARK et al. 2002), *Moringa Oleífera* (PREMI et al. 2010), *Averrhoa Carambola* L. (SANTOS et al. 2010), *Erva-Cidreira-Brasileira* (BARBOSA et al. 2007), têm demonstrado que o processo de secagem é satisfatoriamente modelado pela segunda Lei de Fick aplicada em conjunto com a equação de Arrhenius.

Em muitos dos processos de secagem de ervas, as folhas e os talos são secos juntos; assim o vapor liberado na câmara de secagem é formado por duas parcelas: vapor liberado pela folha e pelo talo. O conhecimento destas parcelas é de suma importância na hora de projetar um equipamento de secagem de ervas, principalmente nas ervas finas, onde o talo faz parte do produto final. Isto significa que, devido ao talo, o secador necessita uma maior quantidade de ar de recirculação para manter as condições de umidade relativa ideal, do que se somente a folha fosse seca, levando a um aporte de energia adicional para manter a temperatura ótima de trabalho durante todo o processo.

4.1. MODELO MATEMÁTICO DA FOLHA

A partir das equações de conservação da massa para uma espécie, em sua forma diferencial e considerando uma mistura binária onde a espécie 1 corresponde à água e a espécie 2, corresponde à erva seca, não existindo reações químicas no processo, se tem:

$$\frac{\partial \rho_1}{\partial t} + \nabla \rho_1 \vec{V} + \nabla \rho_1 (V_1 - V) = 0 \quad (4.1)$$

O primeiro termo corresponde à parcela temporal da transferência de massa, o segundo termo representa o balanço local de massa do componente 1 transportada para a mistura (advecção de massa) e o terceiro termo representa o transporte por difusão do componente 1 para a mistura, que se desloca com a velocidade média mássica.

Em termos da Lei de Fick o fluxo de massa difusivo, pode ser escrito da seguinte forma:

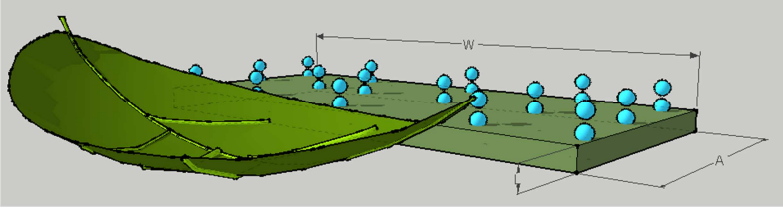
$$\rho_1 (V_1 - V) = -\rho D_{12} \nabla X_1, \quad (4.2)$$

onde X_1 corresponde à fração mássica do componente 1 na mistura e D_{12} é a difusividade molecular efetiva do componente 1 em 2. O sinal negativo serve para adequar esta relação constitutiva à 2ª Lei da Termodinâmica, que estipula que a massa da espécie em questão flui da região de alta para baixa concentração (CREMASCO, 2002).

Com a finalidade de encontrar uma solução analítica à equação diferencial (4.1), se realizam as seguintes considerações:

- A folha é considerada uma placa plana, com dimensões $W \gg A \gg L$ segundo esquema da Figura 4.1.
- Difusividade molecular efetiva constante no tempo.
- Não existem efeitos de advecção de massa.
- Densidade da erva constante no tempo.

Figura 4.1– Representação geométrica da folha.



Portanto, a equação diferencial que descreve a física do processo de secagem da erva é:

$$\frac{\partial X_1}{\partial t} - D_{12} \left(\frac{\partial^2 X_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 X_1}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 X_1}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (4.3)$$

Fazendo uma análise da ordem de grandeza dos termos desta equação, visando simplificá-la, considerando: $X_1 = U_w$; $x = A$; $y = L$; $z = W$, tem-se:

$$\begin{aligned} W \gg A \gg L &\Rightarrow \frac{\Delta U_w}{L^2} \gg \frac{\Delta U_w}{A^2} \gg \frac{\Delta U_w}{W^2} \\ &\Rightarrow \frac{\partial^2 X_1}{\partial y^2} \gg \frac{\partial^2 X_1}{\partial x^2} \gg \frac{\partial^2 X_1}{\partial z^2} \end{aligned} \quad (4.4)$$

Assim a equação (4.3) fica na forma simplificada:

$$\frac{\partial X_1}{\partial t} - D_{12} \frac{\partial^2 X_1}{\partial y^2} = 0 \quad (4.5)$$

Para resolver a equação (4.5) analiticamente, adotam-se as seguintes condições de contorno e inicial:

$$X_1(y, 0) = U_w^0, \text{ em } t = 0 \quad (4.6 \text{ a})$$

$$X_1(L, t) = U_w^*, \text{ em } y = L \quad (4.6 \text{ b})$$

$$X_1(0, t) = U_w^*, \text{ em } y = 0 \quad (4.6 \text{ c})$$

onde L é a espessura do produto (folha), U_w^0 é o teor de água inicial do produto em base úmida e U_w^* representa o teor de água de equilíbrio do produto em base úmida. Como se podem observar, estas condições de contorno e inicial são não homogêneas.

Adotando-se a razão de umidade (RU), que representa adimensionalmente o teor de água, tem-se:

$$RU(y, t) = \frac{U_w(y, t) - U_w^*}{U_w^0 - U_w^*} \quad (4.7)$$

Desta maneira, a equação que descreve o problema físico da secagem de uma folha pode ser representada na forma:

$$\frac{\partial RU}{\partial t} = D_{12} \frac{\partial^2 RU}{\partial y^2}, \quad (4.8)$$

submetida às condições de contorno adimensionais:

$$RU(y, 0) = 1, \text{ em } t = 0 \quad (4.9 \text{ a})$$

$$RU(L, t) = 0, \text{ em } y = L \quad (4.9 \text{ b})$$

$$RU(0, t) = 0, \text{ em } y = 0 \quad (4.9 \text{ c})$$

Cremasco (2002) apresenta a seguinte solução analítica para a equação 4.8:

$$RU(y, t) = \frac{4}{\pi} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)} \operatorname{sen} \left[\frac{(2n+1)\pi}{L} y \right] \exp \left[-(2n+1)^2 \pi^2 \frac{D_{12}}{L^2} t \right] \quad (4.10)$$

Uma solução apenas em função do tempo seria de maior interesse prático e experimental. Calculando-se a razão de umidade média $\overline{RU}(t)$, tem-se:

$$\overline{RU}(t) = \frac{1}{L} \int_0^L RU(y, t) dy \quad (4.11)$$

ou seja:

$$\overline{RU}(t) = \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^2} \exp \left[-(2n+1)^2 \pi^2 \frac{D_{12}}{L^2} t \right] \quad (4.12)$$

Esta equação pode se adimensionalizada na forma:

$$\overline{RU}(Fo_m) = 8 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{\lambda^2} \exp \left[-\lambda^2 Fo_m \right], \quad (4.13)$$

onde $\lambda = (2n+1)\pi$ corresponde aos autovalores da equação e Fo_m é o número de Fourier mássico definido como:

$$Fo_m = \frac{D_{12}}{L^2} t \quad (4.14)$$

Os resultados da razão de umidade média $\overline{RU}(t)$ obtidos através da equação (4.12) podem ser ajustados a doze diferentes modelos citados na literatura e mostrados na Tabela 4.1, obtidos para diferentes temperaturas no ar de secagem (RONICELY et al., 2012).

Ronicely et al. (2012) estudaram a cinética da secagem de tomilho e ajustaram diferentes modelos matemáticos aos seus dados experimentais. Os resultados mostraram que o modelo matemático de Page foi o que melhor se ajustou aos dados experimentais.

Na tabela 4.1, k, k_0, k_1 são coeficientes de secagem (s^{-1}), t é tempo de secagem (s) e a, b, c, n são constantes dos modelos.

Tabela 4.1– Modelos matemáticos para determinar a razão de umidade média

Exponencial simples 2 parâmetros Henderson & Pabis (1961):	
$\overline{RU}(t) = a \cdot \exp(-k \cdot t)$	(4.15)
Exponencial simples 3 parâmetros Akpinar & Bicer (2005):	
$\overline{RU}(t) = a \cdot \exp(-k \cdot t) + b$	(4.16)
Exponencial duplo 2 parâmetros Kassem (1998):	
$\overline{RU}(t) = a \cdot \exp(-k \cdot t) + (1 - a) \exp(-k \cdot a \cdot t)$	(4.17)
Exponencial duplo 3 parâmetros Sharaf-Elden et al. (1980):	
$\overline{RU}(t) = a \cdot \exp(-k \cdot t) + (1 - a) \exp(-k \cdot b \cdot t)$	(4.18)
Exponencial duplo 4 parâmetros Henderson (1974):	
$\overline{RU}(t) = a \cdot \exp(-k_0 \cdot t) + b \cdot \exp(-k_1 \cdot t)$	(4.19)
Exponencial duplo 6 parâmetros Karathanos (1999):	
$\overline{RU}(t) = a \cdot \exp(-k \cdot t) + b \cdot \exp(-k_0 \cdot t) + c \cdot \exp(-k_1 \cdot t)$	(4.20)
Lewis (1921):	
$\overline{RU}(t) = \exp(-k \cdot t)$	(4.21)
Page (1949):	
$\overline{RU}(t) = \exp(-k \cdot t^n)$	(4.22)
Page modificado Overhults et al (1973):	
$\overline{RU}(t) = \exp(-k \cdot t)^n$	(4.23)
Midilli et al. (2002):	
$\overline{RU}(t) = a \cdot \exp(-k \cdot t^n) + b \cdot t$	(4.24)
Thompson et al. (1968):	
$t = a \cdot \ln(\overline{RU}(t)) + b \cdot \left[\ln(\overline{RU}(t)) \right]^2$	(4.25)
Wang & Singh (1978):	
$\overline{RU}(t) = 1 + a \cdot t + b \cdot t^2$	(4.26)

A fim de se ajustar os dados experimentais aos diferentes modelos matemáticos, Barbosa et al. (2007), testaram a secagem de folhas de *Lippia Alba* a temperaturas do ar de secagem de 40, 50, 60, 70, e 80 ° C, a uma velocidade de $0,29 \pm 0,03$ m/s. Estes autores concluíram que os modelos de Page et al. (2002) foram os que melhor representaram a cinética desta espécie medicinal. No trabalho de Premi et al. (2010), o modelo de Page foi o que apresentou o maior coeficiente de correlação R^2 , mostrando um ajuste até 99,98% para a secagem de *Moringa Oleifera* a 60°C. Este mesmo modelo foi utilizado por Park et al. (2002) para ajustar a curva de secagem de *Mentha Crispa* L. obtendo valores entre 0,998 até 1,00 para o coeficiente de correlação R^2 . Martinazzo et al. (2007), concluíram que o modelo matemático de Midilli et al. (2002), foi o que melhor se ajustou aos dados experimentais da secagem de folhas de *Campim-Limão*.

4.2. MODELO MATEMÁTICO DO TALO

O modelo proposto para o talo foi obtido a partir dos resultados de testes experimentais, do estudo do efeito do talo na secagem de ervas finas, os quais serão apresentados no Capítulo 6. No processo de secagem de ervas com seus talos, observa-se que o tempo e o comportamento da emigração da água na erva é governado pelo talo e não pela folha. Portanto, o modelo matemático que descreve a secagem não pode deixar fora o efeito do talo, ou seja, deve-se modelar tanto o volume de água liberada pela folha, quanto a liberada pelo talo.

Considera-se que o comportamento difusivo da água no talo é similar ao da folha, com a diferença de que agora, em vez de utilizar a aproximação de placa plana, é utilizada a aproximação de um cilindro, como apresentado na Figura 4.2.

Desta forma, adota-se o sistema de coordenadas cilíndricas para a equação de conservação de massa, equação (4.1), ou seja:

$$\frac{\partial RU}{\partial t} = D_{AB} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial RU}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 RU}{\partial z^2} \right] \quad (4.27)$$

Figura 4.2– Representação geométrica do talo



Faz-se uma análise da ordem de grandeza dos termos desta equação, onde, $r = R$, $z = Z$, RU é a relação adimensional de massa descrita pela equação 4.7, R é o raio do talo e Z o seu comprimento. Considerando que $Z \gg R$, tem-se que:

$$\frac{\Delta RU}{R^2} \gg \frac{\Delta RU}{Z^2} \Rightarrow \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial RU}{\partial r} \right) \gg \frac{\partial^2 RU}{\partial z^2} \quad (4.28)$$

Assim a equação 4.27 fica simplificada da forma:

$$\frac{\partial RU}{\partial t} = D_{AB} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial RU}{\partial r} \right) \right]. \quad (4.29)$$

A qual é submetida às seguintes condições de contorno e inicial:

$$RU(r, t = 0) = 1 \quad (4.30 \text{ a})$$

$$\left. \frac{\partial}{\partial r} RU(r, t) \right|_{r=0} = 0 \quad (4.30 \text{ b})$$

$$RU(r = R, t) = 0 \quad (4.30 \text{ c})$$

Cremasco (2002) apresenta a solução analítica da equação 4.29:

$$RU(r, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{2}{\alpha_{m,0} J_1(\alpha_{m,0})} J_0\left(\frac{\alpha_{m,0}}{R} r\right) \exp\left[-\alpha_{m,0}^2 \frac{D_{AB}}{R^2} t\right] \quad (4.31)$$

onde R corresponde ao raio do talo, $\alpha_{m,0}$ aos autovalores da função de Bessel J_0 que são apresentados na tabela 4.2 e D_{AB} a difusividade efetiva da água no talo.

Tabela 4.2– Raízes da função de Bessel $J_0(\alpha_{m,0}) = 0$.

$\alpha_{1,0}$	$\alpha_{2,0}$	$\alpha_{3,0}$	$\alpha_{4,0}$	$\alpha_{5,0}$	$\alpha_{6,0}$	$\alpha_{7,0}$	$\alpha_{8,0}$	$\alpha_{9,0}$	$\alpha_{10,0}$
2,40	5,52	8,65	11,79	14,93	18,07	21,21	24,35	27,49	30,63

Adotando o mesmo procedimento do modelo matemático aplicado às folhas, com o objetivo de comparar a perda de massa de água obtida por modelos com dados experimentais, é necessário encontrar uma equação que só fique em função do tempo. Assim a equação (4.31) é integrada em todo o seu domínio geométrico e resultado da integração adimensionalizado, obtendo-se:

$$\overline{RU}(Fo_m) = 4 \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{\alpha_{m,0}^2} \exp\left[-\alpha_{m,0}^2 Fo_m\right] \quad (4.32)$$

4.3. MASSA TOTAL DE ERVA

Considerando que a erva é formada por apenas dois componentes, a folha e o talo, a massa total de erva pode ser expressa como:

$$M_{T_{erva}} = \sum_i M_{T_i} \quad (4.33)$$

onde $M_{T_{erva}}$ correspondem à massa total de erva e o índice i corresponde a cada um das duas componentes da erva, ou seja, a folha e o talo.

O teor de umidade para cada um dos componentes (ou concentração de água na erva) pode ser escrito como:

$$U_{w_i}(t) = \frac{M_{w_i}(t)}{M_{T_i}(t)} \quad (4.34)$$

Considerando que a massa total é a soma da massa de água da folha e do talo, mais a massa seca de ambos, tem-se:

$$M_{T_i}(t) = M_{s_i} + M_{w_i}(t) \quad (4.35)$$

Onde a massa seca é constante no tempo e corresponde a:

$$M_{s_i} = M_{T_i}^0 (1 - U_{w_i}^0) \quad (4.36)$$

Juntando as equações (4.34), (4.35) e (4.36) obtém-se a massa total para cada uma das componentes da erva, a qual pode ser escrita como:

$$M_{T_i}(Fo_m) = \frac{M_{T_i}^0 (1 - U_{w_i}^0)}{(1 - U_{w_i}^*) - (U_{w_i}^0 - U_{w_i}^*) \overline{RU}(Fo_m)} \quad (4.37)$$

Substituindo a equação (4.37) na equação (4.33), se obtém a massa total da erva em função do número de Fourier mássico de cada um dos componentes.

$$M_{T_{Erv}}(Fo_m) = \sum_i \frac{M_{T_i}^0 (1 - U_{w_i}^0)}{(1 - U_{w_i}^*) - (U_{w_i}^0 - U_{w_i}^*) \overline{RU}_i(Fo_m)}, \quad (4.38)$$

onde M_T^0 corresponde á massa “In Natura” de cada um das componentes e $\overline{RU}(Fo_m)$ é a relação de umidade, que no caso da folha é representada pela equação (4.13) e para o talo pela equação (4.32).

4.4. VAZÃO MÁSSICA DE VAPOR LIBERADO NA CÂMARA DE SECAGEM

A equação (4.38) toma real importância na hora de projetar um secador, já que permite conhecer a quantidade de vapor que está sendo liberado na câmara de secagem e, desta forma, determinar a quantidade de ar de renovação que é necessária para manter a umidade relativa em condições ótimas durante todo o processo.

A vazão de vapor de água que está sendo liberada no ambiente corresponde à variação da massa da erva ao longo do tempo, ou seja:

$$\dot{M}_{v_{\text{Erva}}}(t) = \frac{d}{dt} M_{T_{\text{Erva}}}(t) \quad (4.39)$$

ou:

$$\dot{M}_{v_{\text{Erva}}}(t) = \sum_i \frac{M_{T_i}^0 (1 - U_{w_i}^0) (U_{w_i}^0 - U_{w_i}^*)}{\left[(1 - U_{w_i}^*) - (U_{w_i}^0 - U_{w_i}^*) \overline{RU}_i(t) \right]^2} \frac{d}{dt} \overline{RU}_i(t) \quad (4.40)$$

Com o objetivo de adimensionalizar a vazão mássica de vapor liberado por cada componente, propõe-se o seguinte número adimensional relativo à vazão mássica de vapor, MV, definido como:

$$MV_i(Fo_m) = \frac{\dot{M}_{v_i}(Fo_m)}{\dot{m}_0}, \quad (4.41)$$

ou seja:

$$MV_i(Fo_m) = \frac{(1 - U_{w_i}^0) (U_{w_i}^0 - U_{w_i}^*)}{\left[(1 - U_{w_i}^*) - (U_{w_i}^0 - U_{w_i}^*) \overline{RU}_i(Fo_m) \right]^2} \overline{RU}_i^*(Fo_m), \quad (4.42)$$

$\overline{RU}^*(Fo_m)$ para a folha e o talo são definidos pelas seguintes equações, respectivamente;

$$\overline{RU}_{Folha}^*(Fo_m) = 8 \sum_{n=0}^{\infty} \exp\left[-\lambda^2 Fo_m\right] \quad (4.43)$$

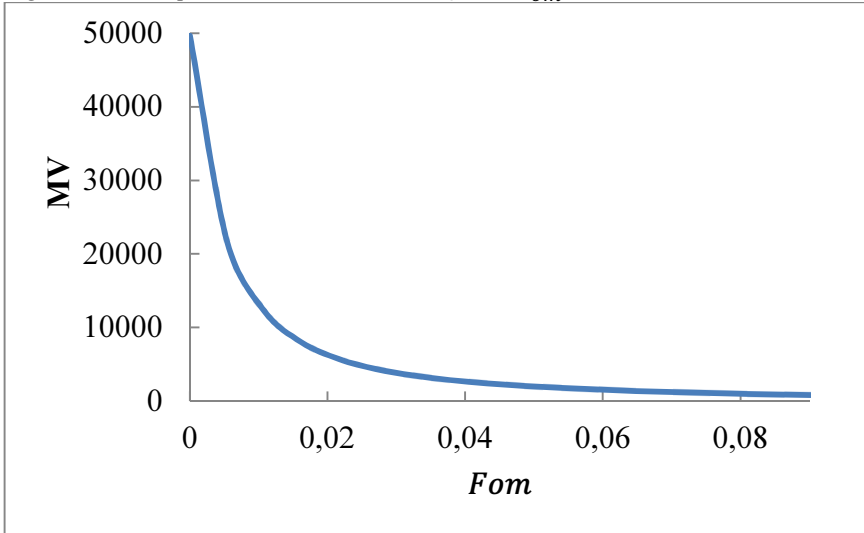
$$\overline{RU}_{Talo}^*(Fo_m) = 4 \sum_{m=1}^{\infty} \exp\left[-\alpha_{m,0}^2 Fo_m\right] \quad (4.44)$$

A ideia do número adimensional MV é fornecer um parâmetro que permita definir a capacidade do secador, independentemente do material a ser secado. Assim, para cada valor de MV existe uma quantidade máxima de massa “in natura” que o secador pode secar com certo consumo de energia associado.

Na Figura 4.3 se apresenta o comportamento de MV em função do número de Fourier mássico. Observa-se que, no início do processo de secagem, o MV é máximo e quando a erva atinge o equilíbrio higroscópico com o ar, MV=0. Assim:

$$\begin{aligned} \overline{RU}_i(0) = 1 &\Rightarrow MV_i(0) = MV_i(0)|_{Máx} \\ \overline{RU}_i(Fo_m^*) = 1 &\Rightarrow MV_i(Fo_m^*) = 0 \end{aligned} \quad (4.45)$$

Figura 4.3– Comportamento de MV em função de Fo_m



4.5. MODELO DO TEOR DE ÁGUA DE EQUILÍBRIO HIGROSCÓPICO NA ERVA

Pode-se observar na equação (4.7), que a razão de umidade é uma função do teor de água de equilíbrio higroscópico entre a erva e o ar de secagem. A composição de equilíbrio de cada fase (erva seca + água) depende de diferentes variáveis como a temperatura, umidade relativa, e pressão do ar de secagem, assim como da natureza química e concentrações das substâncias no material.

A termodinâmica de equilíbrio de fases trata de estabelecer relações entre variáveis de estado quando duas ou mais fases entram em equilíbrio. Em um sistema heterogêneo de duas fases, onde estas ocupam volumes distintos, o líquido se converte irreversivelmente ao vapor, ou vice-versa, até que o equilíbrio entre essas duas fases seja atingido (GÜÉMEZ et al., 2005).

A equação a seguir apresenta a equação fundamental da termodinâmica para sistemas abertos, a qual contém toda a informação teórica necessária para resolver o problema de equilíbrio de fases:

$$dU = TdS - PdV + \sum_i \mu_i dn_i \quad (4.46)$$

onde U corresponde á energia interna, T e P são a temperatura, e a pressão do sistema, μ é o potencial químico de cada uma das componentes do sistema, S, V e n são a entropia, volume e o número de moles de cada componente respectivamente. Portanto a equação fundamental (4.46) é uma função $U=U(S, V, n)$ que contém toda a informação sobre o problema de equilíbrio de fase, mas as variações de grandezas extensivas como a entropia, energia interna e o volume são variáveis que não podem ser medidas com facilidade em experiências de laboratório. Assim é necessário obter outras equações fundamentais que preservem a informação sobre o sistema, mas cujas variáveis possam ser medidas no laboratório com relativa facilidade, como a temperatura e a pressão. Estas equações fundamentais são chamadas de potenciais termodinâmicos (GÜÉMEZ et al., 2005).

A equação fundamental 4.46 é uma equação homogênea de primeira ordem, isto permite escreve-la de uma forma particularmente conveniente, denominada forma de Euler. (CALLEN, 1985).

$$U = TS - PV + \sum_i \mu_i n_i, \quad (4.47)$$

Substituindo a equação (4.46) na derivada da equação (4.47) se obtém a função de Gibbs $G=G(T, P)$, que corresponde a um potencial termodinâmico que substitui como variáveis independentes a entropia pela temperatura e o volume pela pressão. Ou seja:

$$dG = -SdT + VdP \quad (4.48)$$

Segundo Güemez et al. (2005), a condição de equilíbrio para um sistema em contato com fontes à temperatura T e à pressão P é a que minimiza a função de Gibbs. Para um sistema bifásico, a função de Gibbs, em função dos potenciais químicos $G_i/n_i = \mu_i (i = A, B)$, escreve-se:

$$G = \mu_A n_A + \mu_B n_B \quad (4.49)$$

onde n_A e n_B são os números de moles nas fases A e B, respectivamente. A condição de equilíbrio de fases obtém-se ao derivar a equação (4.49) e igualar a zero, tomando em consideração a conservação do número total de moles, $n_T = n_A + n_B$:

$$dG = (\mu_A - \mu_B)dn_A = 0 \quad (4.50)$$

Portanto, a condição de equilíbrio para uma componente j em duas fases, acontece quando os potenciais químicos se igualam.

$$\mu_j \Big|_A = \mu_j \Big|_B \quad (4.51)$$

O principal problema que apresenta a equação (4.51), é que não existe um equivalente imediato no mundo físico para o potencial químico. Assim é desejável expressar a equação através de uma função auxiliar que possa ser identificada facilmente na realidade física. Uma função auxiliar muito útil obtém-se através do conceito de fugacidade. (PRAUSNITZ 2000)

Lewis (1907) introduziu o conceito de fugacidade (f), escrevendo assim a mudança isotérmica de qualquer componente de qualquer sistema sólido, líquido o gás, puro, misturado, ideal ou não, através da seguinte equação:

$$\mu_i - \mu_i^0 = RT \ln \left(\frac{f_i}{f_i^0} \right) \quad (4.52)$$

Onde μ_i^0 e f_i^0 são o potencial químico e a fugacidade avaliadas num ponto arbitrário. Este autor definiu também o termo f_i/f_i^0 da equação (4.52) como atividade, designando-a como a letra “a”. A atividade de uma substância indica como é de “ativa” em relação com o estado referencial, já que proporciona uma medida da diferença entre o potencial químico da substância no estado de interesse e um estado referencial (PRAUSNITZ, 2000).

Assim a condição de equilíbrio entre as duas fases, da equação (4.51) pode ser substituída sem perder a generalidade por uma equação que permite definir o equilíbrio de fase para qualquer espécie j, quando as fugacidades em cada uma das fases são iguais.

$$f_j|_A = f_j|_B \quad (4.53)$$

No caso do equilíbrio termodinâmico na secagem de ervas finas, este é atingido quando o potencial químico da água na erva é igual ao potencial químico do vapor de água no ar de secagem (RIZVI E BENADO 1984), o que é equivalente a dizer que o equilíbrio será atingido quando as fugacidades em ambas as fases forem iguais.

$$f_w|_{ar} = f_w|_{erva} \quad (4.54)$$

Para um gás ideal puro, a fugacidade é igual à pressão P, e para o uma mistura de gases ideais, a fugacidade do componente j da mistura corresponde à pressão parcial da componente no gás (P_j). Considerando que o vapor de água no ar de secagem se encontra com uma pressão parcial baixa, apresentando um comportamento similar ao gás ideal (P_v), e tomando como estado de referência termodinâmico o ponto onde para a temperatura de operação, o vapor de água no ar encontra-se em estado de saturação (P_{vs}), pode-se definir a atividade da água em função da pressão como:

$$a_w = \frac{f_w}{f_w^0} \bigg|_{ar} = \frac{P_v}{P_s} \bigg|_{ar} \quad (4.55)$$

Substituindo a equação (2.10) na equação (4.55) se tem:

$$a_w = \phi \quad (4.56)$$

Portanto, no equilíbrio termodinâmico existe uma relação entre a atividade da água (a_w) e a umidade relativa do ar (ϕ) do ambiente fechado em que se encontra a erva. Esta relação permite prever se a erva irá ganhar ou perder umidade quando for exposta a um ar com uma determinada umidade (PARK et al., 2007).

Segundo Prausnitz (2000), a fugacidade de um componente pode ser expressa como uma relação entre grandezas mensuráveis, como a temperatura (T), a pressão (P) e a fração mássica (X).

$$f_w|_{erva} = f_w|_{erva}(T, P, X_w) \quad (4.57)$$

Por interesse prático, é necessário encontrar uma equação para o teor de água na erva em equilíbrio com o ar de secagem, para uma determinada temperatura. Assim, das equações (4.55) e (4.57) se tem:

$$X_w = X_w(a_w, T) = U_w^* \quad (4.58)$$

O teor de umidade em equilíbrio ou também denominado umidade de equilíbrio higroscópico, tem sido estudado por diferentes autores em vários tipos de produtos agrícolas, utilizando diversos métodos na busca de uma equação que relacione esta grandeza com a temperatura e a umidade relativa do ar de secagem (atividade da água). Estas equações são denominadas de “isotermas de sorção”, as quais são determinadas através de modelos empíricos, uma vez que nenhum modelo teórico desenvolvido até o momento foi capaz de prever com exatidão o teor de umidade de equilíbrio para uma ampla faixa de temperatura e umidade relativa do ar (CORRÊA et al., 2002).

Corrêa et al. (2002), propõem um modelo empírico para calcular o teor de água de equilíbrio em base seca, que se ajusta ao comportamento das seguintes espécies: Guaco, Confrei, Maracujá e

Campim-Limão. As temperaturas do ar de secagem usadas nos testes foram de 25, 35, 45 e 55 °C combinadas com quatro níveis de umidade relativa do ar: 20, 40, 60 e 75 %. As equações a seguir apresentam um modelo empírico para a determinação da porcentagem de umidade do equilíbrio, para bases seca e úmida, respectivamente:

$$U_d^* = \frac{1}{aT^b + a_w^c} \quad (4.59)$$

$$U_w^* = \frac{100}{100(aT^b + a_w^c) + 1} \quad (4.60)$$

onde U_d^* e U_w^* representam a porcentagem de umidade de equilíbrio higroscópico em base seca e úmida respectivamente. A temperatura do ar T é medida em °C, a atividade da água em decimal e a, b e c são constantes que dependem da natureza do produto.

4.6. MODELO DO CALOR ISOTÉRMICO DE SORÇÃO

A termodinâmica cumpre um papel importantíssimo no cálculo da transferência de calor durante o processo de secagem, além de permitir conhecer o calor mínimo necessário para iniciar o processo de emigração da água na erva. Além disto, também fornece através da comparação das condições termodinâmicas antes e depois da secagem, um método racional de análise do processo. (PARK et al. 2007)

O calor trocado na transição de fase corresponde à variação da entalpia molar, denominada entalpia molar de transição ou transformação, sendo determinada pela equação:

$$\Delta h_{AB} = h_B - h_A \quad (4.61)$$

A partir da função de Gibbs, equação (4.47) e considerando a condição de equilíbrio de fase da equação (4.51), pode-se deduzir a equação de Clapeyron (Güemez 2005):

$$\frac{dP}{dT} = \frac{\Delta h_{AB}}{T(v_B - v_A)} \quad (4.62)$$

Para transição de fase líquido-vapor, a equação de Clapeyron pode ser simplificada. Como $v_B \gg v_A$ (A é a fase líquida e B é a fase vapor), pode-se aproximar $(v_B - v_A)$ por v_B (KONDEPUDI e PRIGOGINE 2005). No caso em que a fase B possa ser considerada como um gás ideal, a equação anterior fica:

$$\frac{d \ln P}{dT} = \frac{\Delta h_{AB}}{RT^2}, \quad (4.63)$$

a qual é conhecida como a equação de Clausius-Clapeyron, onde R é a constante universal dos gases ideais. Esta equação é comumente empregada para fornecer o calor de sorção correspondente a um volume de gás sorvido (PARK et al., 2007). Desta forma, define-se a entalpia diferencial ou calor isotérmico de sorção (Q_{st}) como o calor absorvido pelo sistema à pressão constante, capaz de fornecer a quantidade de energia necessária para quebrar as forças intermoleculares entre as moléculas de água e a superfície do alimento e realizar a mudança de fase. Assim o calor isotérmico de sorção pode ser definido como:

$$Q_{st} = q_{st} + \Delta h_{AB} [kJ / kg] \quad (4.64)$$

onde q_{st} corresponde ao calor líquido de sorção responsável pela quebra das forças intermoleculares de ligação e Δh_{AB} é a entalpia de vaporização, responsável pela mudança de fase.

No caso da erva, onde a água para ser retirada e posteriormente evaporada, necessita do calor isotérmico de sorção, a equação de Clausius-Clapeyron pode ser escrita como segue:

$$\frac{d \ln P}{dT} = \frac{-Q_{st}}{RT^2} \quad (4.65)$$

Com o objetivo de encontrar uma expressão para determinar a energia responsável pela quebra das forças intermoleculares de ligação, o calor líquido de sorção em função da temperatura e da atividade da água no ar, se resta a equação 4.65 que corresponde à energia total aportada à erva durante o processo com a equação (4.63) que é a parcela de energia responsável pela mudança de fase:

$$\frac{d \ln(P / P_0)}{dT} = \frac{Q_{st} - \Delta h_{AB}}{RT^2} \quad (4.66)$$

Substituindo a equação (4.55) na equação (4.66), se obtém:

$$q_{st} = -R \frac{d \ln(a_w)}{d(1/T)} \quad (4.67)$$

Integrando a equação 4.67 para teores de água constantes na erva, obtém-se uma expressão analítica do calor líquido de sorção.

$$q_{st} \Big|_{U_w^* = cte} = \frac{RT_1 T_2}{(T_2 - T_1)} \ln \left[\frac{a_w(T_2)}{a_w(T_1)} \right] \quad (4.68)$$

Para obter uma solução aproximada da equação (4.67) são necessárias isotermas de sorção de água das ervas, para cada calor de equilíbrio, obtidas experimentalmente. Plotando $\ln(a_w)$ versus $1/T$, obtém-se retas cujas tangentes correspondem ao valor $-q_{st}/R$ (PARK et al., 2007).

Uma outra forma empregada para estimar o calor isotérmico de sorção, é relacionando este com a temperatura e a difusividade de massa da erva. A influência da temperatura sobre o coeficiente de difusividade efetiva de massa pode ser observada através da equação (LÓPEZ et al., 1995):

$$D_{ef} = D_0 \cdot \exp \left(- \frac{Q_{st}}{RT} \right) \quad (4.69)$$

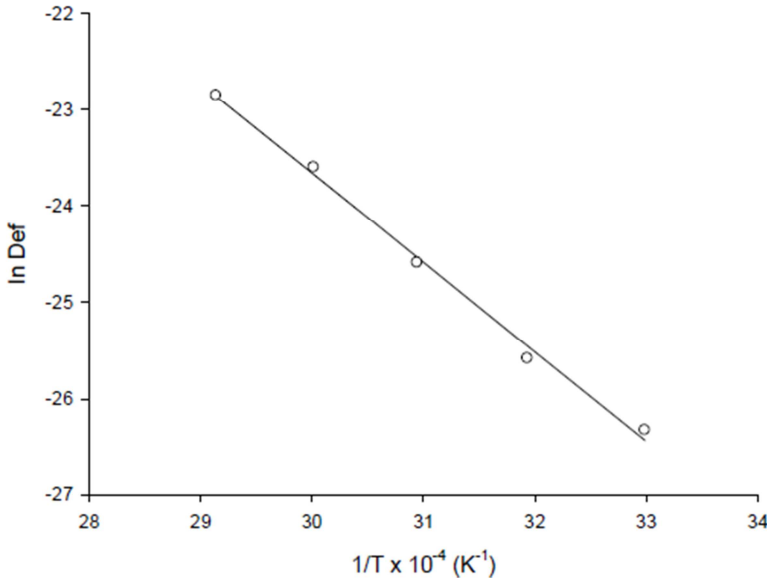
onde D_{ef} é difusividade efetiva de massa em m^2/s , D_0 corresponde ao fator de Arrhenius em m^2/s , este último estimado experimentalmente.

Analiticamente e por desconhecimento do valor da constante de Arrhenius, o calor isotérmico de sorção pode ser calculado avaliando a seguinte equação para duas temperaturas diferentes:

$$Q_{st} = \frac{RT_1T_2}{(T_2 - T_1)} \ln \left[\frac{D_{ef}(T_2)}{D_{ef}(T_1)} \right] \quad (4.70)$$

O calor isotérmico de sorção pode ser estimado através da plotagem de $\ln(D_{ef})$ versus $1/T$, como se mostra na Figura 4.4.

Figura 4.4– Estimação do calor isotérmico de sorção para folhas de tomilho



Fonte: (RONICELY et al. 2012)

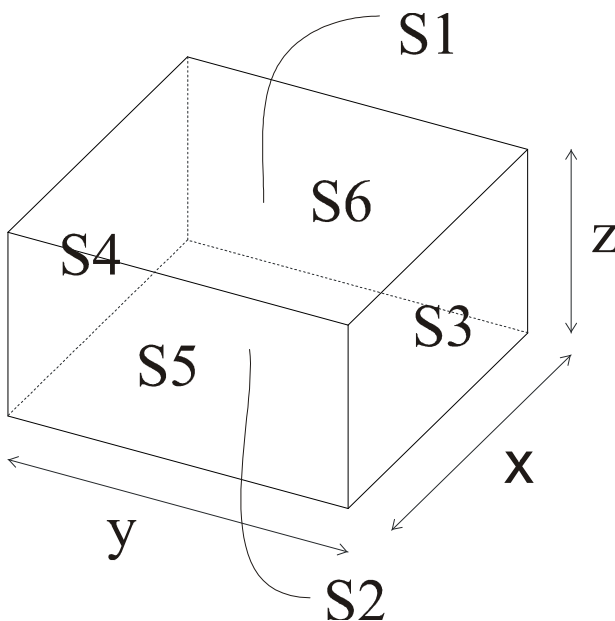
4.7. POTÊNCIA TÉRMICA RADIATIVA

Como já foi apresentado na seção 2.52, a radiação eletromagnética pode ser utilizada como mecanismo de troca de calor na secagem de ervas finas. Foi estudado o aporte da radiação nos processos de secagem realizados nos secadores 1 e 2, onde a potência térmica radiativa nestes casos foi fornecida pelos termossifões. Em ambos os casos a câmara de secagem foi considerada como uma cavidade onde as resistências elétricas, no caso do secador 1, e os termossifões, no caso do secador 2, foram consideradas como paredes planas com a mesma emissividade e temperatura das resistências ou

dos termosifões respectivamente. Na Figura 4.5 é apresentado um esquema das superfícies que interagem na troca térmica radiativa dentro da câmara de secagem.

Para calcular a troca radiante entre duas superfícies quaisquer é necessário conhecer o fator de forma F_{ij} , definido como a fração da radiação que deixa a superfície i e é interceptada pela superfície j . Incropera et al. (2008) apresentam as equações necessárias para determinar os fatores de forma em todas as superfícies da Figura 4.5.

Figura 4.5– Superfícies que interagem na troca térmica radiativa dentro da câmara de secagem



Para o cálculo do fator de forma entre a superfície S1 e S2, foi empregada as seguintes expressões, obtidas para determinas o fator de forma entre dois retângulos paralelos alinhados:

$$\begin{aligned}
F_{12} = & \frac{2}{\pi \bar{X} \bar{Y}} \left\{ \ln \left[\frac{(1 + \bar{X}^2)(1 + \bar{Y}^2)}{(1 + \bar{X}^2 + \bar{Y}^2)} \right]^{1/2} \right. \\
& + \bar{X}(1 + \bar{Y}^2)^{1/2} \tan^{-1} \left(\frac{\bar{X}}{(1 + \bar{Y}^2)^{1/2}} \right) \\
& + \bar{Y}(1 + \bar{X}^2)^{1/2} \tan^{-1} \left(\frac{\bar{Y}}{(1 + \bar{X}^2)^{1/2}} \right) \\
& \left. - \bar{X} \tan^{-1}(\bar{X}) - \bar{Y} \tan^{-1}(\bar{Y}) \right\}
\end{aligned} \tag{4.71}$$

Onde $\bar{X} = x/z$ e $\bar{Y} = y/z$, e x , y e z são as dimensões da câmara de secagem observadas esquematicamente na Figura 4.5. As dimensões numéricas da cavidade de cocção já foram apresentadas nas seções 3.11 e 2.21, para os secadores 1 e 2, respectivamente.

Para o cálculo do fator de forma entre superfícies planas S1 e S2 retangulares que tenha uma aresta comum, emprega-se a seguinte expressão (INCROPERA et al. 2007) onde $W = z/x$ e $H = y/x$:

$$\begin{aligned}
F_{ij} = & \frac{1}{\pi W} \left(W \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} - \right. \\
& \left. (H^2 + W^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{1}{(H^2 + W^2)^{1/2}} \right. \\
& + \frac{1}{4} \ln \left\{ \frac{(1 + W^2)(1 + H^2)}{(1 + W^2 + H^2)} \right. \\
& \left. \left[\frac{W^2(1 + W^2 + H^2)}{(1 + W^2)(1 + H^2)} \right]^{W^2} \left[\frac{H^2(1 + W^2 + H^2)}{(1 + W^2)(1 + H^2)} \right]^{H^2} \right\} \Bigg)
\end{aligned} \tag{4.72}$$

Os fatores de forma restantes foram determinados através da relação de reciprocidade e da regra da soma, dadas pelas seguintes expressões, respectivamente:

$$S_i F_{ij} = S_j F_{ji} \quad (4.73)$$

$$\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1 \quad (4.74)$$

onde S corresponde á superfície de estudo e N é o número de superfícies no interior da câmara de secagem.

Parar determinar a taxa de troca líquida para cada uma das superfícies e especialmente a que incide nas bandejas onde a erva é depositada, emprega-se a equação:

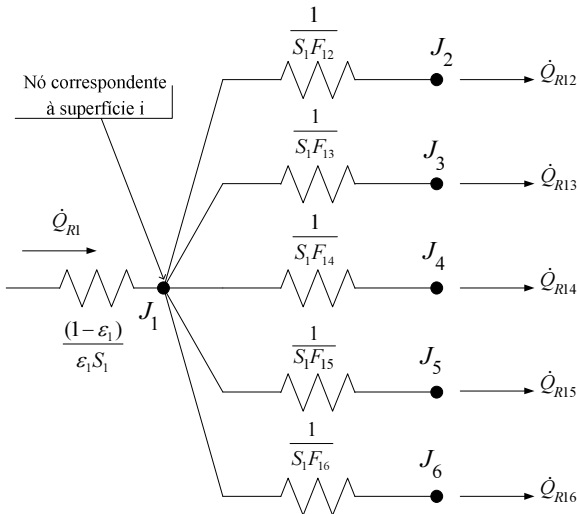
$$\dot{Q}_{Ri} = \frac{\sigma T_i^4 - J_i}{(1 - \varepsilon_i) / \varepsilon_i S_i} \quad (4.75)$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann que possui o valor numérico de $5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$, ε_i e T_i correspondem á emissividade e a temperatura da superfície i, respectivamente, e J_i é conhecido como radiosidade da superfície. As radiosidades das superfícies são obtidas a partir a solução de um sistema de equações, formado pela aplicação da seguinte equação para cada uma das superfícies que participam da troca térmica dentro da câmara de secagem:

$$\dot{Q}_{Ri} = \frac{\sigma T_i^4 - J_i}{(1 - \varepsilon_i) / \varepsilon_i S_i} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{\frac{1}{(S_i F_{ij})}} \quad (4.76)$$

A Figura 4.6 apresenta um esquema do balanço das trocas radiantes associada à superfície 1, empregando-se a analogia de circuitos elétricos e circuitos térmicos, onde cada resistência representa uma troca de calor entre a superfície 1 e as demais superfícies da cavidade. Assim, a taxa de transferência de calor por radiação na superfície 1, através de sua resistência superficial (devido ao fato desta superfície não ser negra) é igual à taxa líquida de transferência de radiação de i para todas as demais superfícies, através das correspondentes resistências radiantes. (INCROPERA et al. 2008)

Figura 4.6– Representação da rede de troca radiante entre a superfície 1 e as superfícies restantes da câmara de secagem



Fonte: (INCROPERA et al. 2007)

Para solucionar o sistema de equações obtido pela aplicação da equação 4.76 para cada uma das superfícies da câmara de secagem, foi utilizado o software EES. Cada uma das câmaras de secagem estudadas foi dividida em duas cavidades, como apresentado na Figura 4.7, pois em ambos os casos, as condições das superfícies abaixo e acima da bandeja de erva são diferentes. Como as ervas finas “in natura” são compostas de aproximadamente 90% de água, as bandejas onde as ervas foram depositadas para secagem foram consideradas como superfícies cujas emissividades são as da água, ou seja, $\varepsilon = 0,96$, e na temperatura de 55 °C, igual à temperatura do ar de secagem. Todas as superfícies são consideradas difusas e cinzas, com radiosidade constante e o ar um meio transparente, ou seja, não participa das trocas por radiação.

As tabelas 4.3 e 4.4 apresentam as hipóteses adotadas para a modelagem de cada um dos secadores estudados, para cálculo da potência térmica radiativa que incide na bandeja de erva durante o processo de secagem de ervas finas. Os resultados são apresentados na Figura 4.8, onde foi plotada a potência radiativa em função da emissividade das resistências elétricas, no caso do secador 1, e dos termossifões, no caso do secador 2.

Observa-se que, na bandeja de ervas do secador 1, a taxa de transferência de calor por radiação é maior que a taxa calculada para o secador 2, principalmente em razão das diferentes temperaturas de operação das resistências e dos termossifões (250 e 70°C, respectivamente). Esta diferença da potência radiativa é acentuada quando o material construtivo das resistências e termossifões possuem maior emissividade.

Figura 4.7– Divisão do secador em duas cavidades independentes

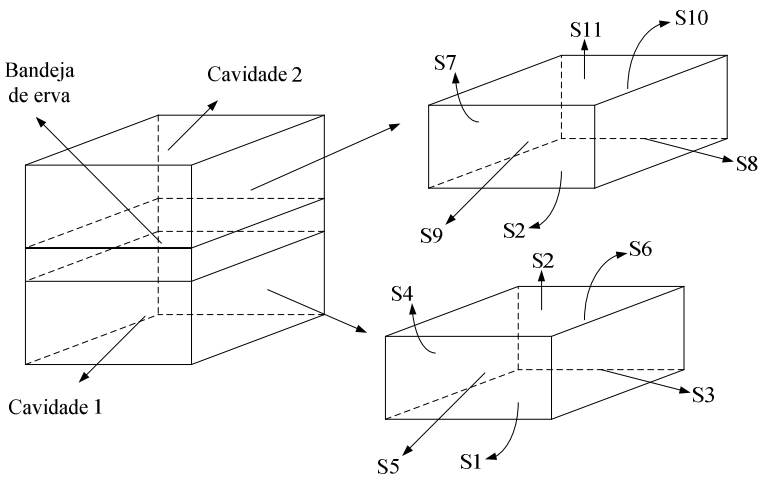


Tabela 4.3– Considerações para a cavidade 1 de cada secador estudado

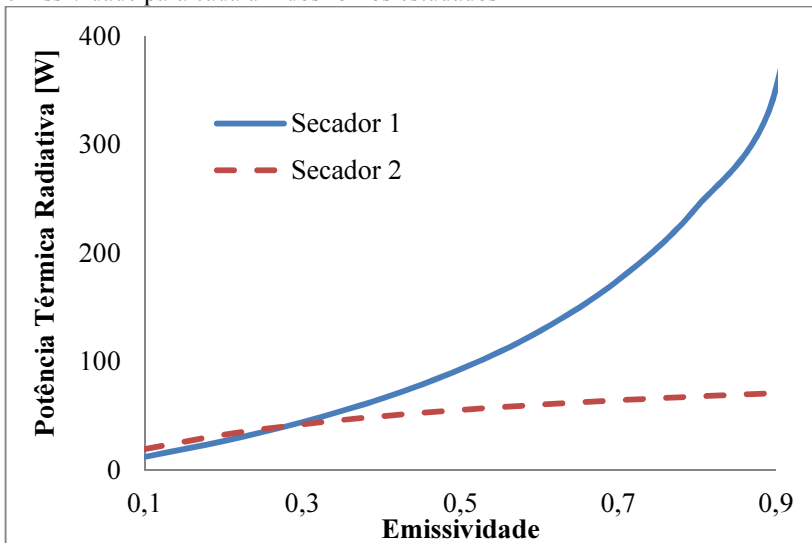
CAVIDADE 1	
Secador 1	Secador 2
As resistências elétricas na base da câmara de secagem são consideradas como uma parede horizontal (superfície S1) com emissividade igual $\varepsilon = 0,3$ e temperatura de 250 °C	Os termossifões nas laterais da câmara de secagem são considerados como paredes verticais (superfície S3 e S4) com emissividade igual $\varepsilon = 0,5$ e temperatura de 70 °C
As superfícies laterais (S3, S4, S5 e S6) possuem uma emissividade $\varepsilon = 0,3$ e temperatura de 87,4 °C	As superfícies laterais (S5 e S6) possuem uma emissividade $\varepsilon = 0,5$ e temperatura de 55 °C
A superfície S2 corresponde à bandeja da erva, com $\varepsilon = 0,96$ e T=55 °C.	A superfície S2 corresponde à bandeja da erva, com $\varepsilon = 0,96$ e T=55 °C, e a superfície S1 possuem uma emissividade $\varepsilon = 0,5$ e

 temperatura de 80 °C.

Tabela 4.4– Considerações para a cavidade 2 de cada secador estudado

CAVIDADE 2	
Secador 1	Secador 2
A superfície S2 corresponde à bandeja da erva, com $\varepsilon = 0,96$ e $T=55\text{ }^{\circ}\text{C}$.	A superfície S2 corresponde à bandeja da erva, com $\varepsilon = 0,96$ e $T=55\text{ }^{\circ}\text{C}$, e a superfície S11 possuem uma emissividade $\varepsilon = 0,5$ e temperatura de $55\text{ }^{\circ}\text{C}$.
As superfícies laterais (S7, S8, S9 e S10) possuem uma emissividade $\varepsilon = 0,3$ e temperatura de $55\text{ }^{\circ}\text{C}$	Os termossifões nas laterais da câmara de secagem são considerados como paredes verticais (superfície S7 e S8) com emissividade igual a $\varepsilon = 0,5$ e temperatura de $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.
A coifa superior do secador 1 foi considerada como uma parede horizontal no teto superfície S11 com emissividade $\varepsilon = 0,3$ e temperatura de $55\text{ }^{\circ}\text{C}$.	As superfícies laterais (S9 e S10) possuem uma emissividade $\varepsilon = 0,5$ e temperatura de $55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

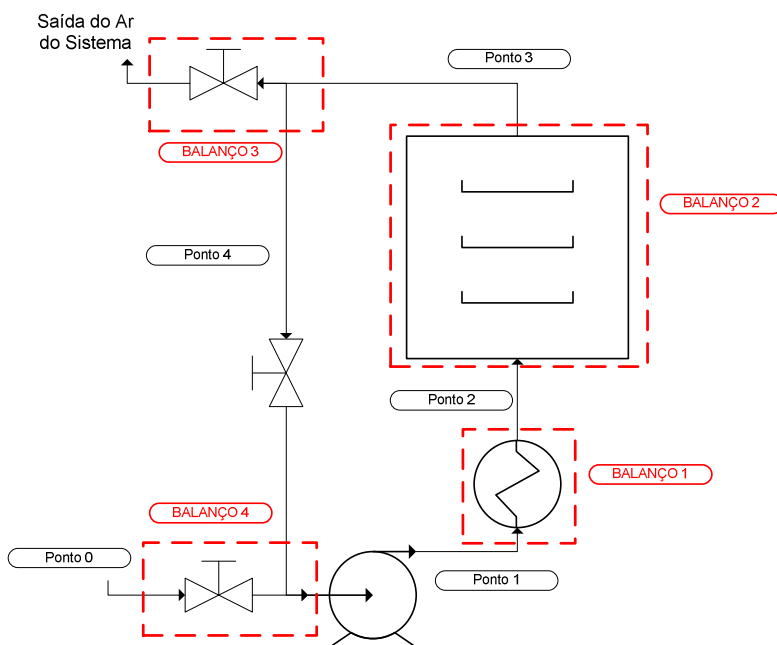
Figura 4.8– Potência radiativa incidente nas bandejas cm ervas, em função da emissividade para cada um dos fornos estudados



4.8. BALANÇOS DE MASSA E ENERGIA DO SECADOR 1

O secador 1 descrito no capítulo 3, pode ser considerado do tipo convectivo. A convecção é o método mais comum para o fornecimento de calor ao sólido em um processo de secagem. O ar de secagem é aquecido num processo de aquecimento simples e calor é adicionado ao fluxo de ar úmido sem incorrer numa variação do teor de vapor de água na mistura. Trata-se portanto, de um processo de umidade absoluta constante. A Figura 4.9 apresenta o esquema do processo de secagem deste secador destacando os volumes de controle onde foram feitos os balanços de massa e energia.

Figura 4.9– Esquema dos volumes de controle estudados no secador 1

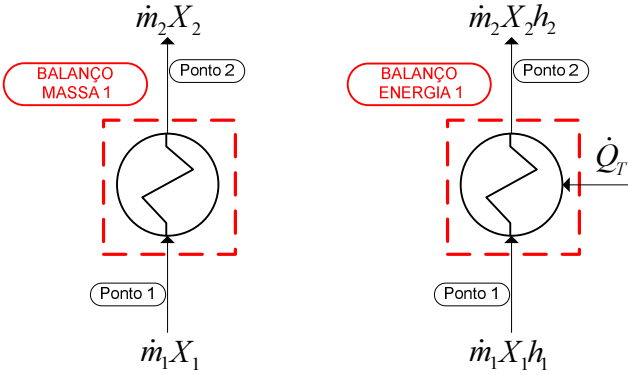


O objetivo de realizar os balanços de massa e energia no secador 1, é obter uma equação que forneça a temperatura e umidade relativa do ar em cada um dos pontos estudados, a partir das condições de velocidade de escoamento, de renovação de ar e de temperatura do ar de secagem na entrada da câmara. A partir desta informação, é

possível determinar o consumo de energia térmica durante todo o processo de secagem.

O primeiro caso a ser estudado é o aquecimento do ar no banco de resistências. Neste caso, o ar de secagem passa pelo sistema de aquecimento aumentando sua temperatura sem mudar a sua umidade absoluta. A Figura 4.10 apresenta um esquema do volume de controle para os balanços de massa e energia do sistema de aquecimento.

Figura 4.10– Volume de controle do balanços de massa e energia do sistema de aquecimento do secador 1



Nas equações a seguir, são apresentados os balanços de massa de ar seco, massa de vapor de água e o balanço de energia respectivamente:

$$\dot{m}_1(1 - X_1) = \dot{m}_2(1 - X_2) \quad (4.77)$$

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_2 X_2 \quad (4.78)$$

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{m}_2(1 - X_2)h_2 - \dot{m}_1(1 - X_1)h_1, \quad (4.79)$$

onde \dot{m}_i corresponde à vazão mássica total do ar, X_i é a fração mássica de vapor de água no ar, h_i é entalpia específica da mistura e \dot{Q}_{conv} é a taxa de fluxo de calor transferido por convecção ao ar pelo sistema de aquecimento, conforme apresentado na seção 3.12. Os índices 1 e 2 representam as condições na entrada e saída do sistema de aquecimento.

Substituindo as equações (4.77) na equação (4.78) se confirma que o aquecimento simples é um processo de umidade absoluta constante, ou seja:

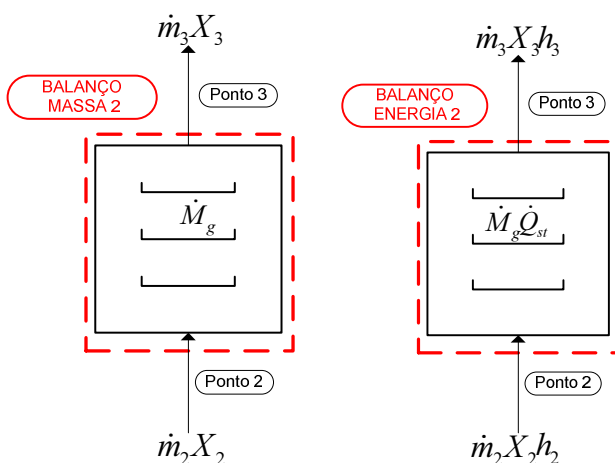
$$X_1 = X_2 \quad (4.80)$$

Esta equação (4.80) é substituída na equação (4.49), de forma a se obter a taxa de fluxo de calor transferido por convecção ao ar pelo sistema de aquecimento. É importante destacar que esta equação foi utilizada no Capítulo 3 para a determinação experimental do coeficiente de transferência de calor por convecção da equação (3.3).

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{m}_1(1 - X_1)(h_2 - h_1) \quad (4.81)$$

Após passar pelo sistema de aquecimento, o ar entra na câmara de secagem e, em seguida, com a erva, cedendo parte da sua energia para iniciar o processo difusivo e gerar a mudança de fase da água (calor isotérmico de sorção). Assim, o ar diminui a sua temperatura e ganha umidade, devido ao vapor de água liberado pela erva. A Figura 4.11 apresenta o esquema do volume de controle da câmara de secagem.

Figura 4.11– Volume de controle do balanços de massa e energia da câmara de secagem do secador 1



Para a análise dos balanços de massa e energia dentro da câmara de secagem, a vazão mássica de vapor liberada pela erva é considerada como uma vazão mássica gerada dentro do volume de controle e o calor isotérmico de sorção como uma potência térmica negativa gerada no sistema.

As equações a seguir apresentam o balanço de massa de ar seco, o balanço de massa de vapor de água e o balanço de energia, sendo que não foram consideradas perdas de energia nem vazamentos de ar pelas laterais da câmara de secagem:

$$\dot{m}_3(1 - X_3) = \dot{m}_2(1 - X_2) \quad (4.82)$$

$$\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_2 X_2 + \dot{M}_{v_{Erva}}(t) \quad (4.83)$$

$$Q_{st} \dot{M}_{v_{Erva}}(t) = \dot{Q}_R + \dot{m}_2(1 - X_2)h_2 - \dot{m}_3(1 - X_3)h_3 \quad (4.84)$$

onde $\dot{M}_{v_{Erva}}(t)$ corresponde á vazão mássica de vapor de água liberada pela erva durante o processo de secagem, determinada pela equação (4.40), Q_{st} é calor isotérmico de sorção descrito na seção 4.6 e os índices 2 e 3 representam as condições na entrada e saída da câmara de secagem.

Substituindo a equação (4.82) na equação (4.83), se obtém a equação que modela o transiente do teor de vapor de água no ar de secagem, após passar por uma bandeja de erva, ou seja:

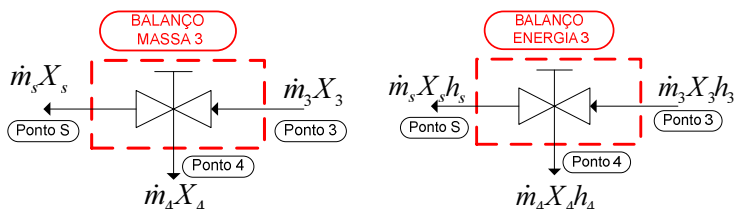
$$X_3(t) = \frac{\dot{m}_2 X_2 + \dot{M}_{v_{Erva}}(t)}{\dot{m}_2 + \dot{M}_{v_{Erva}}(t)} \quad (4.85)$$

As equações (4.85) e (4.77) podem ser substituídas na equação (4.84) para encontrar uma expressão para o transiente da entalpia específica do ar de secagem, após passar por uma bandeja de erva:

$$h_3(t) = h_2 - \frac{Q_{st} \dot{M}_{v_{Erva}}(t) - \dot{Q}_R}{\dot{m}_1(1 - X_1)} \quad (4.86)$$

Quando o ar sai da câmara de secagem, parte permanece no sistema e parte é liberada ao ambiente. A Figura 4.12 apresenta o balanço de massa e energia feito na saída do ar do sistema.

Figura 4.12– Volume de controle do balanços de massa e energia na saída do ar de secagem do secador 1



Considera-se que, tanto a temperatura como fração mássica de água no ar de secagem, são iguais em todos os pontos apresentados na Figura 4.12. Assim tem-se que:

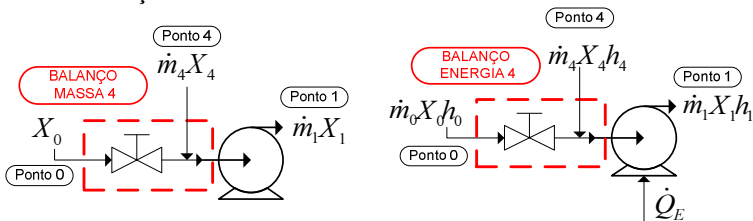
$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 - \dot{m}_s \quad (4.87)$$

$$X_4 = X_3 = X_s \quad (4.88)$$

$$h_4 = h_3 = h_s \quad (4.89)$$

Finalmente o ar de secagem recirculado é misturado com o ar de renovação que ingressa ao sistema. O volume de controle na entrada do ar de renovação do sistema é apresentado na Figura 4.13.

Figura 4.13– Volume de controle dos balanços de massa e energia na entrada do ar de renovação do secador 1



Como nos casos anteriores, foram realizados os balanços de ar seco, vapor de água e balanço de energia, os quais são apresentados nas equações a seguir, respectivamente:

$$\dot{m}_1(1 - X_1) = \dot{m}_4(1 - X_4) + \dot{m}_0(1 - X_0) \quad (4.90)$$

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_0 X_0 \quad (4.91)$$

$$\dot{m}_1(1 - X_1)h_1 = \dot{m}_4(1 - X_4)h_4 + \dot{m}_0(1 - X_0)h_0 \quad (4.92)$$

Considerando que a vazão mássica que sai do sistema igual à vazão mássica que ingressa neste, das equações (4.87), (4.88) e (4.91) se obtêm o transiente do teor de vapor de água do ar de secagem, na entrada do sistema de aquecimento, dado por:

$$X_1(t) = X_3(t) + \frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_1} [X_0 - X_3(t)] \quad (4.93)$$

Para obter o transiente da entalpia específica do ar de secagem no ponto 1, substitui-se a equação (4.88) na equação (4.92), obtendo-se:

$$h_1(t) = h_3(t) + \frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_1} \frac{(1 - X_0)}{(1 - X_1)} [h_0 - h_3(t)] \quad (4.94)$$

onde τ_{ar} corresponde à porcentagem de renovação de ar estudada na seção 3.14 e os índices 0, 1 e 3 representam as condições no ambiente, na entrada do sistema de aquecimento e na saída da câmara de secagem, respectivamente.

A potência elétrica consumida pelo ventilador centrífugo depende do número de revoluções com que este operando, conforme detalhado na seção 3.15 e apresentado na Figura 3.52.

A potência térmica total aportada aos termossifões durante o processo de secagem é definida como:

$$\dot{Q}_T = \frac{\dot{Q}_{conv}}{\eta_T} \quad (4.95)$$

onde η_T corresponde à eficiência global da troca de calor no sistema de aquecimento dos termossifões. Com o objetivo de obter um parâmetro que permita definir o consumo energético do secador, independentemente do tipo de material a ser seco, define-se o número QT, como a potência térmica adimensional consumida durante todo o processo de secagem, dado por:

$$QT(Fo_m) = \frac{\dot{Q}_{conv}(Fo_m)}{\eta_T \dot{m}_0 h_2} \quad (4.96)$$

onde \dot{Q}_{conv} é a taxa de fluxo de calor transferido por convecção ao ar pelo sistema de aquecimento e h_2 é a entalpia específica do ar de secagem na entrada da câmara, a qual, para cada temperatura de estudo, é considerada constante durante todo o processo.

Para encontrar uma relação entre o número adimensional QT e o número adimensional MV, definido pela equação (4.41), onde, para cada valor de MV, existe uma quantidade máxima de massa “in natura” que o secador pode processar, com um consumo QT específico de energia durante o processo, são adimensionalizadas as equações (4.81), (4.85), (4.86), (4.93) e (4.94), respectivamente:

$$QC(Fo_m) = \frac{[1 - X_1(Fo_m)]}{\tau_{ar}} [1 - H_1(Fo_m)] \quad (4.97)$$

$$X_3(Fo_m) = \frac{X_1(Fo_m) + \tau_{ar} MV(Fo_m)}{1 + \tau_{ar} MV(Fo_m)} \quad (4.98)$$

$$H_3(Fo_m) = 1 - \tau_{ar} \frac{QS \cdot MV(Fo_m) - QR}{[1 - X_1(Fo_m)]} \quad (4.99)$$

$$X_1(Fo_m) = X_3(Fo_m) + \tau_{ar} [X_0 - X_3(Fo_m)] \quad (4.100)$$

$$H_1(Fo_m) = H_3(Fo_m) + \tau_{ar} \frac{(1 - X_0)}{[1 - X_1(Fo_m)]} [H_0 - H_3(Fo_m)] \quad (4.101)$$

onde $QC(For_m)$ é a potência convectiva adimensional, τ_{ar} corresponde á vazão mássica de ar de secagem que é renovado na câmara de secagem, QR é a potência radiativa adimensional, QS é o calor isotérmico de sorção adimensional e H_i é a entalpia específica adimensional, dados por:

$$QR = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{m}_0 h_2} \quad (4.102)$$

$$QS = \frac{Q_{st}}{h_2} \quad (4.103)$$

$$\tau_{ar} = \frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_1} \quad (4.104)$$

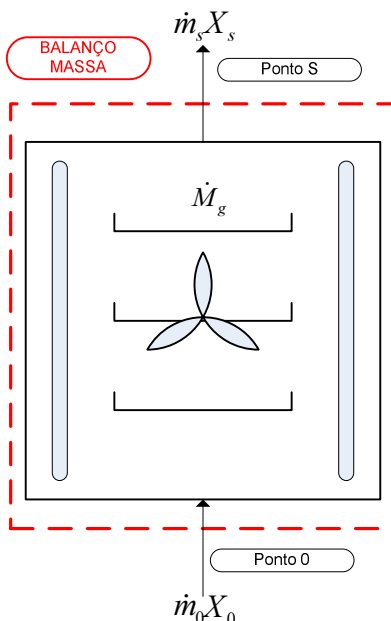
$$H_i = \frac{h_i}{h_2} \quad (4.105)$$

Os índices i correspondem aos balanços em cada um dos pontos conforme apresentado na Figura 4.9.

4.9. BALANÇOS DE MASSA E ENERGIA DO SECADOR 2

O secador 2, descrito na seção 3.2, também é do tipo convectivo, porém este apresenta uma grande diferença em relação à configuração da câmara de secagem, quando comparado ao secador 1. A principal diferença está na forma como o ar escoia dentro da câmara: neste caso o ar de secagem mantém-se em condições de temperatura e umidade relativa praticamente homogêneas, sendo que ingressa no sistema somente a vazão mássica relativa ao ar de renovação, necessária para manter a umidade relativa do ar em condições ideais de secagem. O misturador de ar cumpre um papel sumamente importante, já que este proporciona uma mistura eficiente com o ar de renovação que ingressa ao sistema, mantendo as condições de secagem ideais para cada tipo de produto.

Figura 4.14— Volume de controle do balanço de massa da câmara de secagem do secador 2.



Para realizar os balanços de massa do ar de secagem no volume de controle apresentado na Figura 4.14, se considerou que a massa total de ar dentro da câmara não varia com o tempo e que o misturador permite que a fração mássica de vapor de água no ar seja a mesma em todos os pontos da câmara de secagem, assim como na saída do sistema. Desta forma o balanço de massa total de ar dentro do volume de controle apresentado fica:

$$\dot{m}_s(t) = \dot{m}_0 + \dot{M}_{v_{Erva}}(t) \quad (4.106)$$

onde \dot{m}_s corresponde á vazão mássica total de ar que deixa o sistema, \dot{m}_s é a vazão mássica total de ar de renovação que entra á câmara de secagem e $\dot{M}_{v_{Erva}}(t)$ corresponde á vazão mássica de vapor de água liberada pela erva durante o processo de secagem, conforme equação (4.40).

O balanço de massa de vapor de água no volume de controle fica então:

$$\left. \frac{\partial M_{ar} X_{ar}}{\partial t} \right|_{VC} = \dot{m}_0 X_0 + \dot{M}_{v_{Eva}}(t) - \dot{m}_s X_s \quad (4.107)$$

onde M_{ar} é a massa total de ar dentro da câmara de secagem, X_{ar} corresponde à fração mássica do vapor de água no ar de secagem dentro da câmara de secagem, X_0 e X_s correspondem à fração mássica do vapor de água no ar de secagem na entrada e saída da câmara de secagem, respectivamente.

Como foi apresentado na seção 3.2, o secador 2 foi adaptado a partir de um forno para cocção de pães, o qual, durante os testes de secagem, manteve as temperatura e umidade relativa uniformes em todos os pontos da câmara de secagem, porem a vazão de ar de renovação não foi a suficiente como para manter constante a umidade relativa do ar dentro da câmara originando um aumento desta durante parte do processo de secagem.

O transiente da fração mássica de vapor de água no ar de secagem é determinado da seguinte forma. Considerando que a massa total de ar dentro da câmara não varia com o tempo e que a fração mássica de vapor de água no ar de saída é igual à fração mássica de vapor de água dentro da câmara de secagem, foi substituída a equação (4.106) na equação (4.107) para obter a fração mássica de vapor de água num período de tempo Δt do processo de secagem, onde X_{ar}^0 corresponde à fração mássica inicial do vapor de água no ar de secagem dentro da câmara de secagem, resultando na seguinte equação:

$$X_{ar}(\Delta t) = \frac{M_{ar} X_{ar}^0 + \dot{m}_0 X_0 \Delta t + \dot{M}_{v_{Eva}}(\Delta t) \Delta t}{M_{ar} + \dot{m}_0 \Delta t + \dot{M}_{v_{Eva}}(\Delta t) \Delta t} \quad (4.108)$$

Esta expressão se encaixa com a definição da fração mássica de vapor de água na mistura de ar úmido, definida como a razão entre as massas de vapor de água e a massa total de ar úmido. Assim a equação (4.108) pode ser expressa como:

$$X_{ar}(t) = \frac{\begin{pmatrix} \text{Massa de} \\ \text{vapor inicial} \\ \text{na câmara} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \text{Massa de} \\ \text{vapor} \\ \text{que entra} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \text{Massa de} \\ \text{vapor} \\ \text{gerada} \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} \text{Massa total} \\ \text{de ar inicial} \\ \text{na câmara} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \text{Massa total} \\ \text{de ar que} \\ \text{entra} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \text{Massa total} \\ \text{de ar} \\ \text{gerada} \end{pmatrix}} \quad (4.109)$$

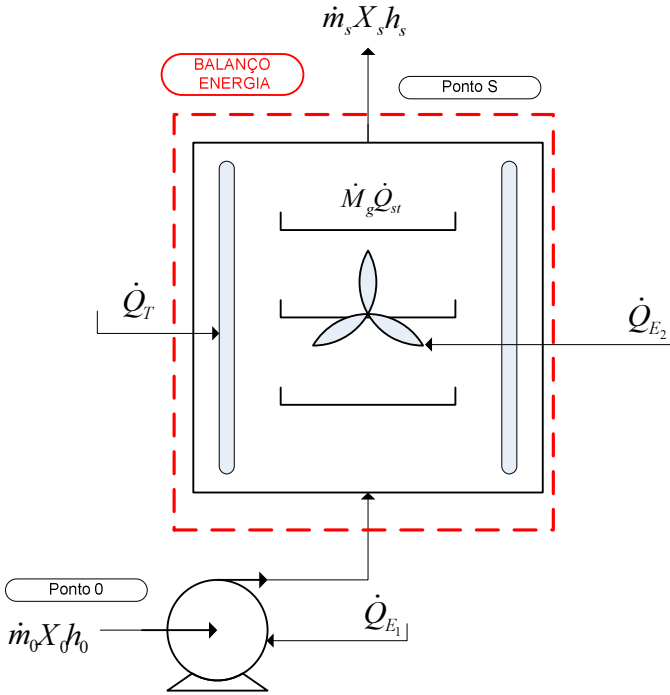
A equação a seguir apresenta o balanço de energia térmica realizado no volume de controle da câmara de secagem da Figura 4.15, considerando que, durante todo o processo de secagem, a temperatura do ar dentro da câmara ficou totalmente homogênea e constante, o que indica que não há variação da energia no tempo dentro da câmara de secagem:

$$\left. \frac{\partial E}{\partial t} \right|_{VC} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + \dot{Q}_{gerada} = 0, \quad (4.110)$$

onde \dot{Q}_{in} , \dot{Q}_{out} correspondem a as potências térmicas que ingressam e saem do sistema e \dot{Q}_{gerada} corresponde a potência térmica absorvida pela erva para iniciar o processo difusivo e gerar a mudança de fase da água na superfície (calor isotérmico de sorção). Desta forma a equação anterior pode ser escrita como:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{conv} = & \left\{ \dot{Q}_{st} + [1 - X_{ar}(t)] h_s \right\} \dot{M}_{v_{Erva}}(t) \\ & + \dot{m}_0 \left\{ [1 - X_{ar}(t)] h_s - (1 - X_0) h_0 \right\} - \dot{Q}_R \end{aligned} \quad (4.111)$$

Figura 4.15– Volume de controle do balanço de energia da câmara de secagem do secador 2



A potência elétrica consumida pelo misturador e pelo ventilador centrífugo foram detalhadas nas seções 3.2.3 e 3.2.4, respectivamente.

A potência térmica total aportada aos termosifões durante o processo de secagem pode ser representada pela equação 4.95. Assim, aplicando-se o número adimensional QT, definido na equação 4.96, ao secador 2, tem-se:

$$QT(Fo_m) = \frac{1}{\eta_T} \left\{ [1 - X_{ar}(Fo_m)] MV(Fo_m) H_s + MV(Fo_m) QS + [1 - X_{ar}(Fo_m)] H_s - (1 - X_0) H_0 - QR \right\} \quad (4.112)$$

onde η_T corresponde a eficiência global dos termosifões, $QC(Fo_m)$ é a potência convectiva adimensional, M_i corresponde a vazão mássica total de ar de secagem da equação (4.104), QR é a potência radiativa

adimensional da equação (4.102), QS é o calor isotérmico de sorção adimensional descrita na equação (4.103) e H_i é a entalpia específica adimensional da equação (4.105). O índice i corresponde a cada um dos pontos onde foram realizados balanços, conforme apresentado na Figura 4.15. A fração mássica do ar na câmara de secagem, calculada com os números adimensionais apresentados, fica na forma:

$$X_{ar}(F_{om}) = \frac{\bar{M}_{ar} X_{ar}^0 + X_0 + MV(F_{om})}{\bar{M}_{ar} + 1 + MV(F_{om})} \quad (4.113)$$

onde \bar{M}_{ar} é a vazão mássica de ar de secagem que circula pela câmara de secagem, definida como:

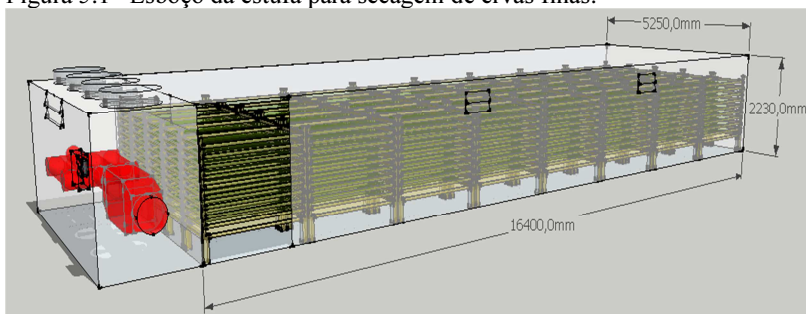
$$\bar{M}_{ar} = \frac{M_{ar}}{\dot{m}_0 \Delta t} \quad (4.114)$$

onde M_{ar} é a massa total de ar dentro da câmara de secagem.

5. PROCESSO DE SECAGEM DE ERVAS FINAS DA BALDO S.A

Para conhecer o atual sistema de secagem de ervas finas utilizado na empresa Baldo S.A., diferentes testes foram realizados nas instalações da filial de São Mateus do Sul/PR. Uma das duas estufas secadoras por batelada para ervas finas que atualmente estão em operação foi examinada. Na Figura 5.1, mostra-se um esboço da estufa estudada.

Figura 5.1– Esboço da estufa para secagem de ervas finas.



O processo de secagem de ervas finas é realizado em uma estufa onde a matéria prima é colocada em 40 prateleiras, que, por sua vez, possuem 10 bandejas cada. A quantidade de erva “in natura” colocada em cada badeja foi aproximadamente de 5 kg, fazendo um total de 50 kg por prateleira e de 2000 kg de erva “in natura” secados durante todo o processo de estudo. Na Figura 5.2 é mostrada a fotografia de uma das prateleiras utilizadas para a secagem de ervas finas.

O aquecimento do ar de secagem é realizado através de um sistema de fornalha/trocador de calor mostrado na Figura 5.3. Ar (em condição ambiente) é insuflado por quatro ventiladores axiais até o sistema fornalha/trocador onde é aquecido. A fonte calor é a combustão de lenha de eucalipto comercial, cujo teor de água é desconhecido. É importante destacar que, no processo atual de secagem, não existe renovação de ar, sendo este mantido pelos funcionários operadores da estufa, em condições de temperatura e umidade aproximadamente constantes. .

Figura 5.2— Prateleiras usadas para a secagem de ervas finas.



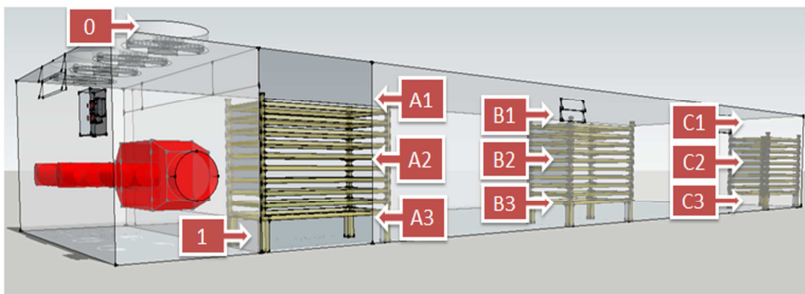
Figura 5.3— Sistema fornalha trocador de calor.



5.1. PONTOS ESTUDADOS E EQUIPAMENTOS

Durante a caracterização do processo de secagem, foram realizadas medidas de temperatura, umidade relativa, velocidade do ar e a umidade da erva, em diferentes posições ao longo da câmara de secagem, como pode ser observado na Figura 5.4, onde se apresentam os pontos de tomada de dados na câmara.

Figura 5.4– Pontos estudados na estufa durante o processo de secagem de ervas finas.



Para a medição de cada um dos pontos apresentados na Figura 5.4 foram instalados termopares tipo K da marca Omega®, com o objetivo de se medir aproximadamente a distribuição da temperatura dentro da câmara, durante todo processo de secagem. Três sensores de umidade relativa e temperatura marca AHLBORN modelo FHA646E1C como o mostrado na Figura 3.7, foram montados em cada uma das prateleiras estudadas especificamente nos pontos os pontos A1, B1 e B2, com a finalidade de se conhecer o efeito que a liberação de vapor de água das ervas produz no ar de secagem. A velocidade do ar de secagem foi medida através de um anemômetro de fio quente da marca AIRFLOW INSTRUMENTS THERMAL, modelo TA5, mostrado na Figura 3.40. As velocidades nos pontos B2 e B3 não foram medidas, devido a dificuldade de acesso ao local. Finalmente o teor de água da erva foi determinado através de um analisador de umidade por infravermelho, modelo IV 2000, da marca Gehaka, apresentado na Figura 5.5.

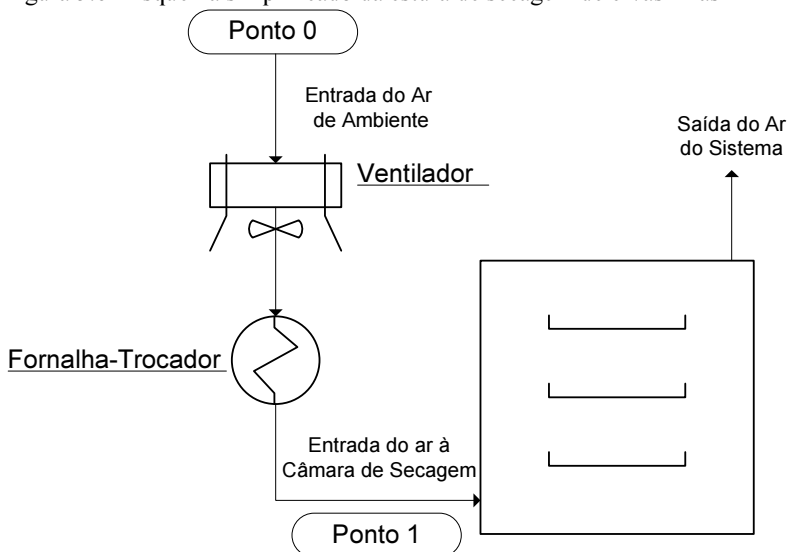
Figura 5.5– Analisador de umidade por infravermelho



5.2. FORNALHA-TROCADOR DE CALOR

Durante o processo de secagem foram medidas as características do ar de entrada (Ponto 0) e de saída (Ponto 1) do trocador de calor, além de quantificar a lenha que foi queimada. Na Figura 5.6 se apresenta um esquema simplificado do processo de secagem de ervas finas, onde se destaca o sistema fornalha/trocador. O aumento da temperatura do ar ambiente, junto com a sua diminuição da umidade relativa, é conseguido através de um processo de aquecimento simples, onde calor é adicionado ao fluxo de ar úmido, sem incorrer em uma variação do teor de vapor de água na mistura. Trata-se, portanto, de um processo de umidade absoluta constante.

Figura 5.6– Esquema simplificado da estufa de secagem de ervas finas



A taxa do calor consumido pelo ar no processo de aquecimento simples é calculada por meio da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot c p_{ar} \cdot (T_1 - T_0) \quad (5.1)$$

onde \dot{m}_{ar} é vazão mássica de ar em kg/s, Cp_{ar} corresponde ao calor específico do ar em kJ/kg °C, determinado no nível médio de temperatura, obtido a partir da média aritmética das temperaturas de entrada e saída do sistema fornalha/trocado de calor, ou seja, T_0 e T_1 , respectivamente.

Foi obtida a velocidade média do ar em diferentes pontos da entrada da câmara de secagem, a qual possui uma área transversal de $A_s = 1,89 \text{ m}^2$, e com estes dados foi determinada uma velocidade média global segundo a norma ISO 3966:2008. Para o cálculo da taxa mássica de ar, utilizou-se a expressão:

$$\dot{m}_{ar} = A_s \cdot \bar{V}_s \cdot \rho_{ar} \quad (5.2)$$

onde A_s é a área transversal de saída do trocador de calor (entrada da câmara de secagem) medida em m^2 , \bar{V}_s é Velocidade média do ar na saída do trocador em m/s e ρ_{ar} corresponde à massa específica do ar na média aritmética das temperaturas da entrada e saída do sistema fornalha-trocador de calor T_0 e T_1 respectivamente em kg/m^3 .

A taxa de calor aportada pela combustão da lenha, determinou-se utilizando a equação (5.3), onde o poder calorífico inferior corresponde a $PCI=3100$ kcal/kg, segundo o balanço energético nacional 2001 para a madeira comercial de eucalipto com 25% de umidade em base úmida :

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \quad (5.3)$$

onde \dot{m}_{comb} é vazão mássica de combustível (lenha de eucalipto) em [kg/s]. O consumo de lenha durante o processo de secagem foi de 7 estéreo. O estéreo é uma medida de volume usada tradicionalmente na comercialização da madeira e corresponde a um metro cúbico de madeira empilhada. Para encontrar o fator de conversão de volume empilhado para volume sólido de lenha, utilizou-se o método fotográfico, o qual consiste no tratamento gráfico de fotografias horizontais tomadas perpendicularmente às faces das pilhas, onde é aplicado um reticulado de pontos e são contados quantos destes pontos do reticulado não estão posicionados sobre os topos das toras, isto é, quantos destes são pontos localizados no ar (BATISTA e THADEU, 2002). O fator de conversão é computado como:

$$F_c = 1 - \frac{\text{número_pontos_no_ar}}{\text{número_total_de_pontos}} \quad (5.4)$$

A seguinte equação é usada para calcular a taxa de combustível que ingressa à fornalha.

$$\dot{m}_{comb} = F_c \cdot \rho_{lenha} \cdot V_{empilhado} \quad (5.5)$$

Para o cálculo do rendimento da troca de calor entre o calor aportado pela combustão e o calor absorvido pela passagem de ar pelo sistema fornalha/trocador de calor, foi utilizada a seguinte equação:

$$\eta_{fornalha} = \frac{\dot{Q}_{ar}}{\dot{Q}_{comb}} \times 100 \quad (5.6)$$

Nas Figuras 5.7 e 5.8, são apresentados os dados da temperatura e da umidade relativa do ar antes e depois da passagem dele pelo sistema fornalha/trocador de calor, respectivamente. Observa-se, na Figura 5.7, que existe uma variação na temperatura do ar ambiente durante certos períodos do dia, mas que esta não afetou a temperatura do ar na entrada da câmara de secagem em forma considerável. Isto se deve principalmente ao sistema de controle da fornalha, que boqueia a passagem do ar de combustão quando a temperatura é maior a 45[°C]. Porém, a fornalha não possui controle para o caso da temperatura ser abaixo de um certo limite, o que faz o sistema muito dependente da intervenção pessoal do operador da fornalha para manter a temperatura da câmara de secagem constante.

Figura 5.7– Temperatura antes e depois do sistema Fornalha/Trocador de calor

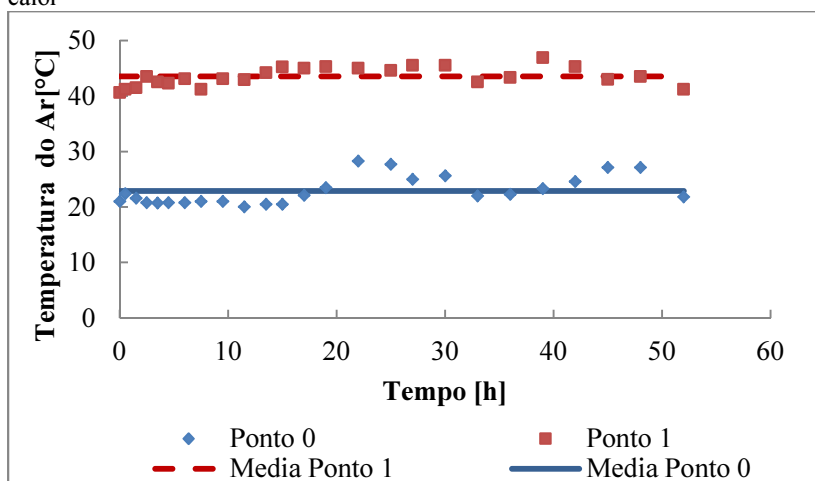
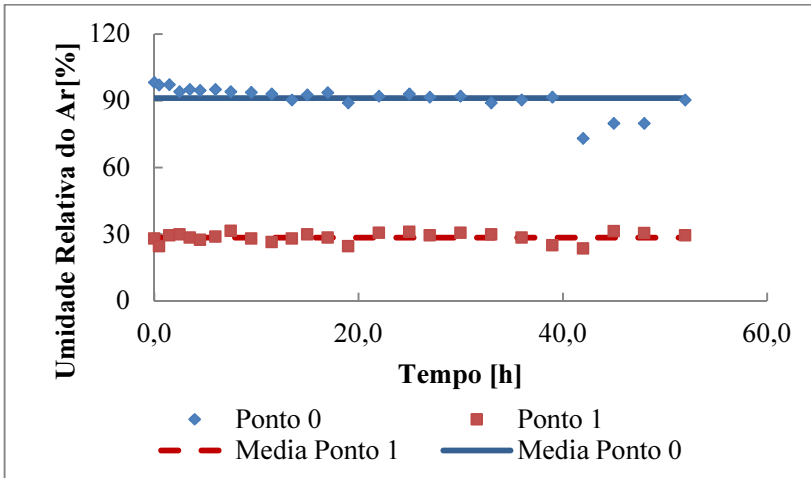


Figura 5.8– Umidade relativa do ar antes e depois do sistema Fornalha/Trocador de calor



As temperaturas médias observadas nos pontos 0 e 1, foram de 22,9 e 43,5 °C e as umidades relativas do ar medias, na entrada e na saída do trocador, foram de 91,1 e 28,4%, respectivamente. O valor médio das medições realizadas de velocidade foi de $\bar{V}_s = 2,21$ m/s, considerando uma densidade média do ar de $\rho_{ar} = 1,136$ kg/m³, para uma vazão de ar calculada de $\dot{m}_{ar} = 4,54$ kg/s.

O fator de conversão calculado através do método fotográfico foi de $F_c = 0,71$ e, considerando a densidade da lenha usada de $\rho_{lenha} = 565,8$ kg/m³, a taxa mássica de combustível utilizada durante todo o processo de secagem é de $\dot{m}_{ar} = 0,01511$ kg/s.

A taxa de calor calculada, fornecida pela combustão da lenha, foi de $\dot{Q}_{comb} = 196,14$ kW enquanto que a taxa de calor absorvido pela passagem de ar pelo sistema Fornalha/Trocador de calor, foi de $\dot{Q}_{ar} = 95,73$ kW; portanto o rendimento encontrado no sistema foi de $\eta_{fornalha} = 48,8$ %.

5.3. CÂMARA DE SECAGEM

O processo de secagem se iniciou o dia 05/03/2013 às 15:50 horas e se finalizou o dia 07/03/2013 às 19:50 horas, contabilizando um total de 52 horas, com um ar de secagem na temperatura média de 43,5 °C e uma umidade relativa media de

28,4%. Utilizaram-se folhas da erva medicinal *Melissa Officinalis* com 220 dias de plantio, colhidas os dias 04/03/2013 e 05/03/2013, as quais chegaram às instalações da empresa Baldo S/A o dia 05/03/2013 perto das 11:00 hs, possuindo um teor de umidade em base úmida de $U_w^0 = 84,1\%$.

Como pode ser observado nas Figuras 5.9, 5.10 e 5.11 a temperatura tomada no interior da câmara de secagem diminuiu ao longo da câmara, apresentando, como era de esperar, maiores valores nas prateleiras que ficam mais perto do trocador de calor. Além disso, se observa que, em todos os casos, durante as primeiras 10 a 15 horas de secagem, o ar de secagem transfiriu parte de sua energia para ativar e evaporar a água presente nas ervas, o que levou à diminuição da temperatura durante esse período. Esta transferência de calor apresentada pelo ar é observada nas curvas de temperatura, originou uma transferência de massa de água da folha para o ar, mostrada na Figura 5.12, mesmo período de tempo, a umidade relativa do ar de secagem aumentou consideravelmente em relação a outros períodos da secagem, chegando até um máximo de 90,7%, após 3,5 horas de início do processo.

Para uma mesma posição, há variação de temperatura ao longo das prateleiras, como pode ser observado nas Figuras 5.13, 5.14 e 5.15. Os maiores valores de temperaturas são obtidos na parte inferior, sob as prateleiras. As prateleiras inferiores e superiores, na média, foram as que apresentaram os maiores valores de temperatura, devido à proximidade com o escoamento de ar pela parte superior e inferior. As temperaturas das prateleiras do meio foram as que apresentaram os menores valores, evidenciando a dificuldade de circulação do ar quente por entre as prateleiras.

Foi medido o fluxo de ar em cada um dos pontos testados, onde se observou, para todos os casos, que o escoamento de ar nas bandejas não foi homogêneo, principalmente nos pontos A2 e C2. Com o objetivo de ter alguma referência de comparação, calculou-se a velocidade média em cada caso a partir das medidas tomadas em diferentes sectores da bandeja. O resultado observado na tabela 5.1 confirma que a dificuldade do ar para escoar é maior nas bandejas do centro que nas bandejas superiores e inferiores.

Figura 5.9– Comparação da temperatura nas prateleiras superiores

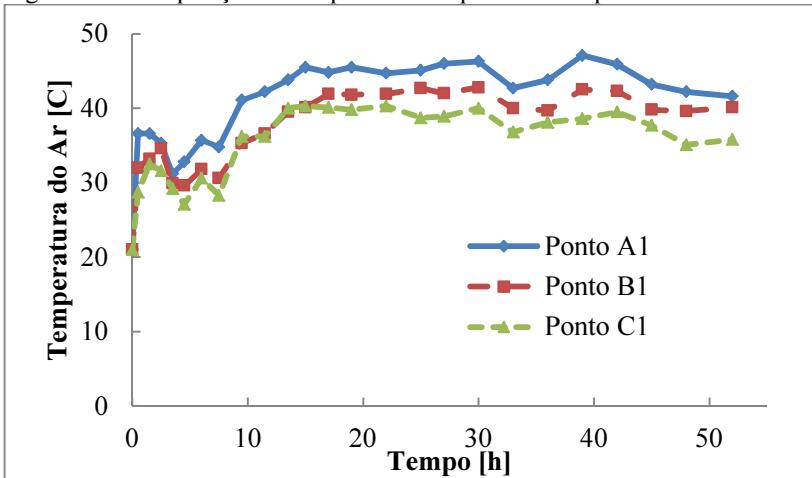


Figura 5.10– Comparação da temperatura nas prateleiras localizadas em regiões intermediárias

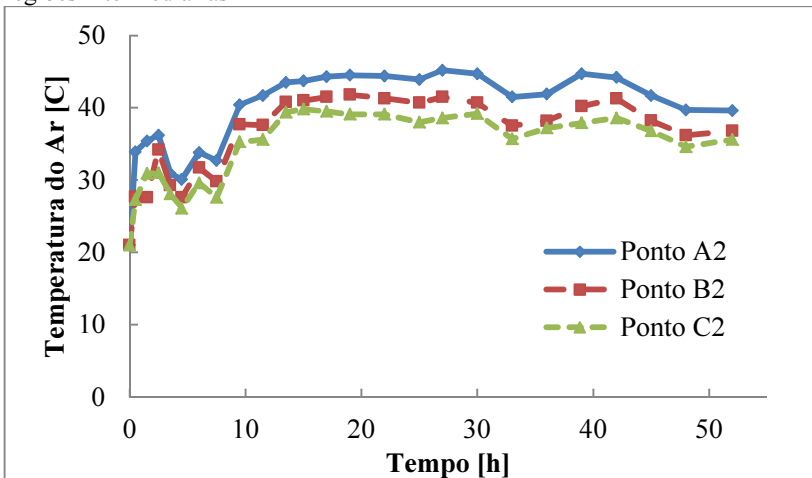


Figura 5.11– Comparação da temperatura nas prateleiras inferiores

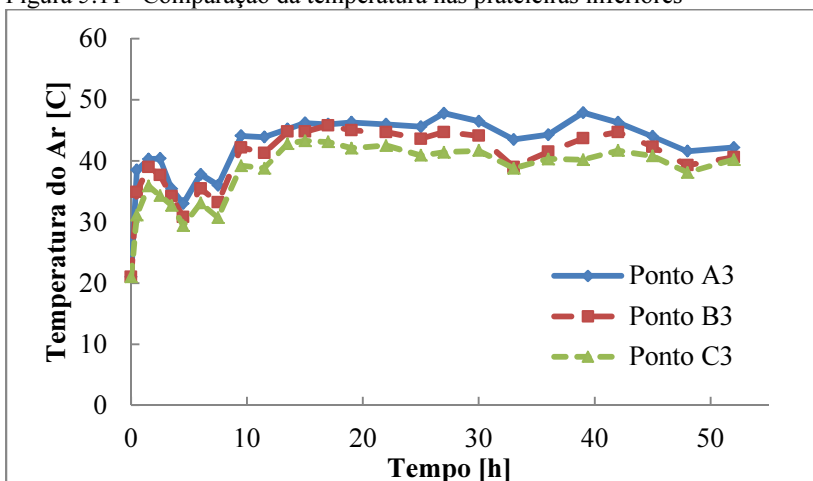


Figura 5.12– Umidade relativa do ar na estufa

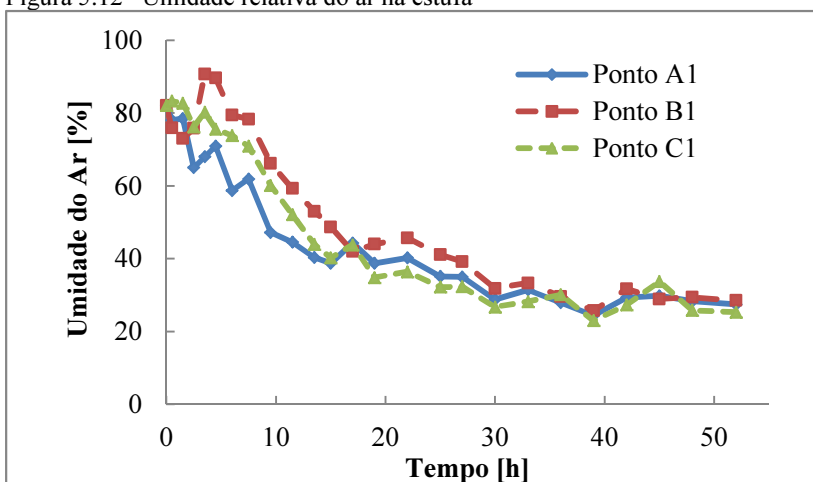


Figura 5.13– Comparação entre temperaturas tomadas nos Pontos A

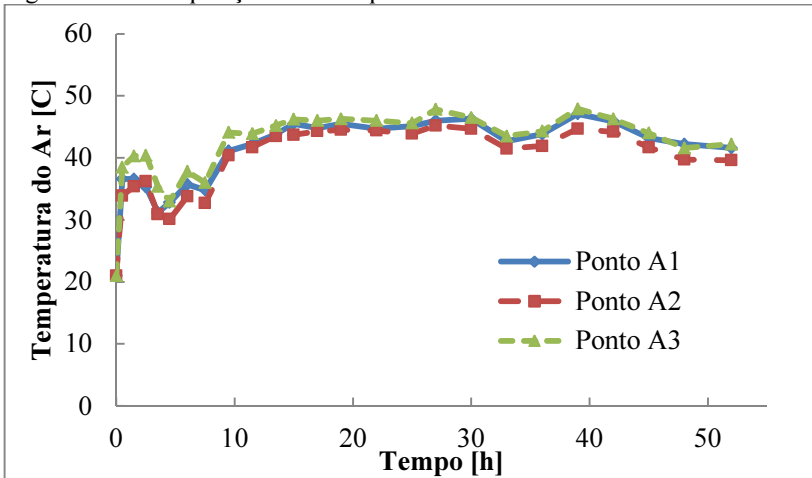


Figura 5.14– Comparação entre temperaturas tomadas nos Pontos B

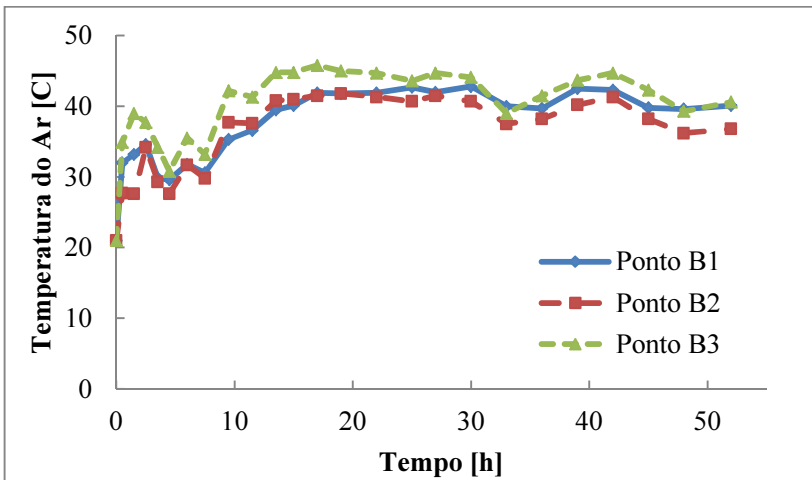


Figura 5.15– Comparação entre temperaturas tomadas nos Pontos C

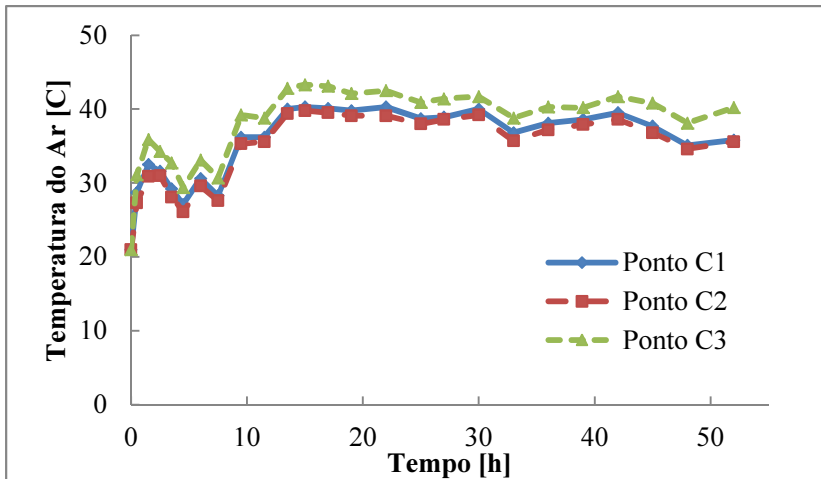


Tabela 5.1– Velocidades médias para cada ponto estudado

Ponto	Velocidade Média [m/s]
A1	0,93
A2	0,85
A3	1,21
B1	0,53
C1	0,12
C2	0,02
C3	0,88

Para a determinação das curvas de secagem, amostras de 5 g de folhas de ervas foram tomadas de forma aleatória, em diferentes posições da bandeja, para observar o efeito da circulação não homogênea do ar pelas bandejas. As medições do teor de umidade das ervas foram feitas a cada hora nas primeiras 24 horas e a cada duas horas durante o resto do teste. As amostras foram tomadas em sete bandejas diferentes da câmara de secagem (pontos A1, A2, A3, B1, C1, C2, C3, da Figura), calculando-se a umidade utilizando o analisador da Figura 5.5.

Como critério de definição do teor de umidade de equilíbrio, estabeleceu-se que a diferença entre 3 medidas consecutivas não deveriam ultrapassar o valor de 0,01 g. Como o analisador de umidade entrega o valor da umidade da erva em base úmida, se utilizou a seguinte equação para determinar o equilíbrio higroscópico das ervas de *Melissa Officinalis*:

$$\frac{U_w(t_n) - U_w(t_{n+3})}{[100 - U_w(t_n)] \cdot [100 - U_w(t_{n+3})]} \leq \frac{0,01}{M_s} \quad (5.7)$$

onde $U_w(t_n)$ é o teor de umidade da erva num tempo n , em base úmida, $U_w(t_{n+3})$ é o teor de umidade da erva num tempo $n+3$, em base úmida e M_s corresponde á massa seca de erva medida em g.

Considerando que cada bandeja continha aproximadamente 5 kg de erva “in natura”, com uma umidade inicial de 84,1%, portanto a massa de erva seca foi de $M_s = 159$ g.

Os resultados da razão de umidade RU obtidos de maneira empírica através da equação (4.7) podem ser ajustados a diferentes modelos matemáticos citados na literatura, para cada temperatura diferente do ar de secagem. Os dois modelos usados para ajustar os resultados observados neste trabalho foram a lei de Fick o modelo de Kassem apresentados nas equações (4.12) e (4.17) e, respectivamente.

Apresentam-se nas Figuras das 5.16 a 5.22 os dados de secagem (teor de umidade em função do tempo), de camadas delgadas (espessura de 0,001 m) de *Melissa Officinalis*, comparados com os modelos ajustados para cada caso, para o ar de secagem na temperatura média de 43,5 °C e uma umidade relativa média de 28,4%.

No caso do uso do modelo de Fick, considerou-se a difusividade da erva constante em cada caso. Na Figura 5.23 mostra-se o comportamento da difusividade da água, ou seja, a facilidade com que a água se desloca do interior da folha até a superfície desta, onde é evaporada e passa para o ar de secagem.

Figura 5.16– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto A1

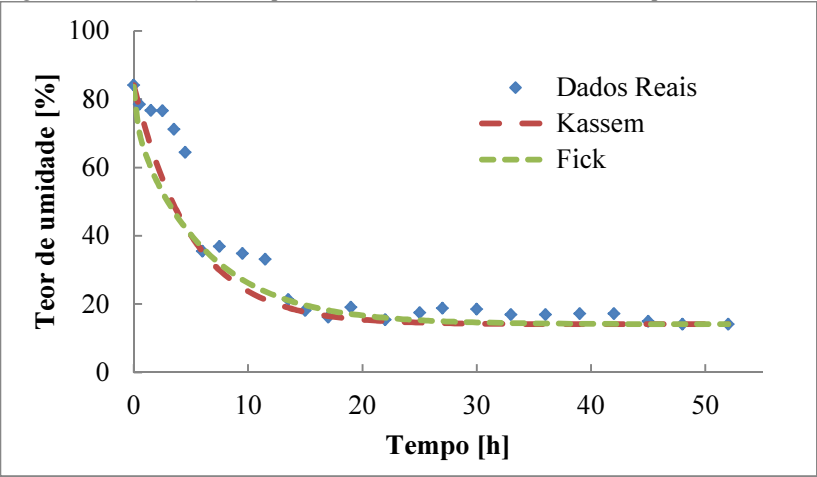


Figura 5.17– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto A2

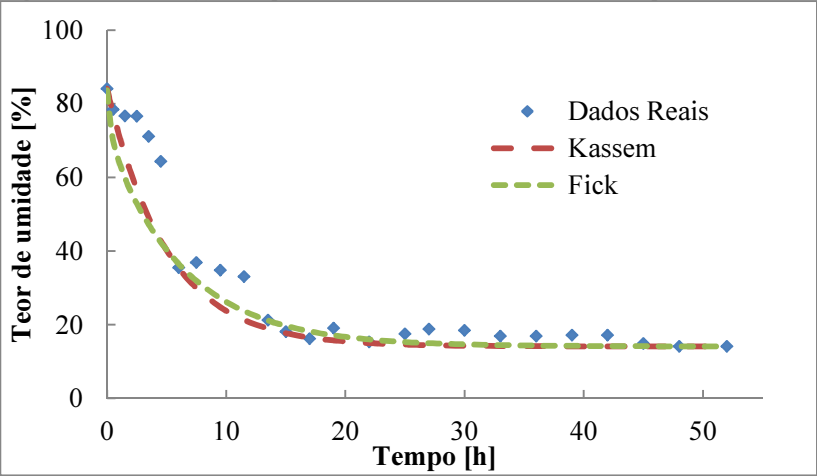


Figura 5.18– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto A3

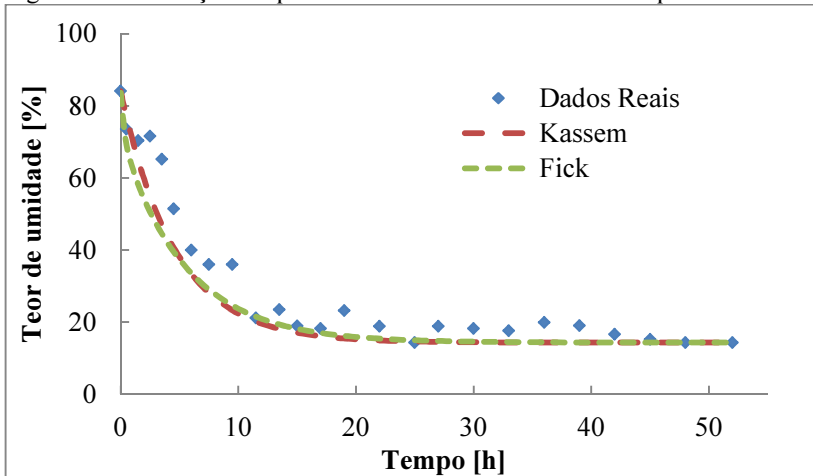


Figura 5.19– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto B1

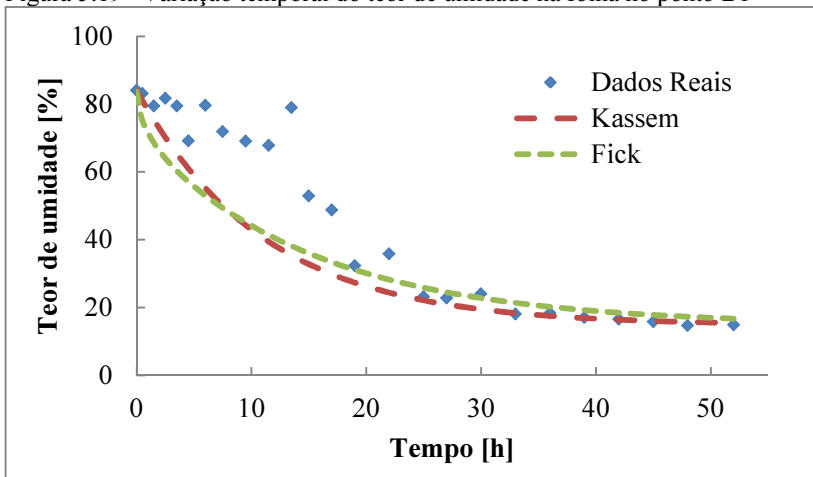


Figura 5.20– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto C1

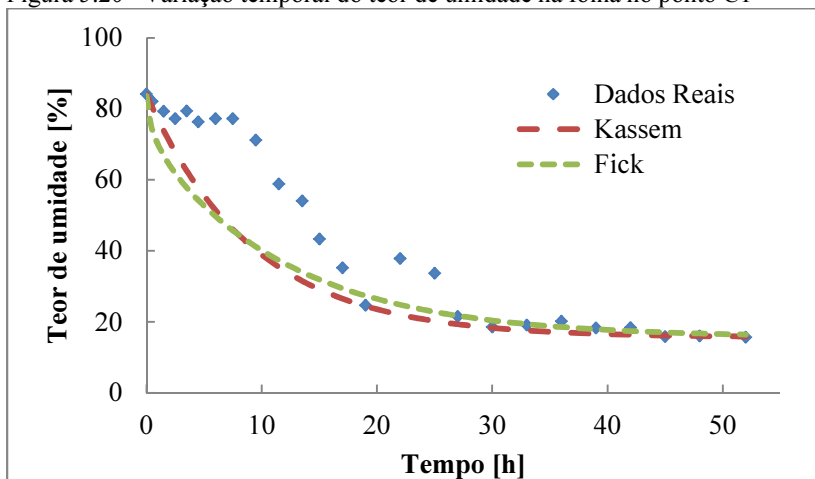


Figura 5.21– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto C2

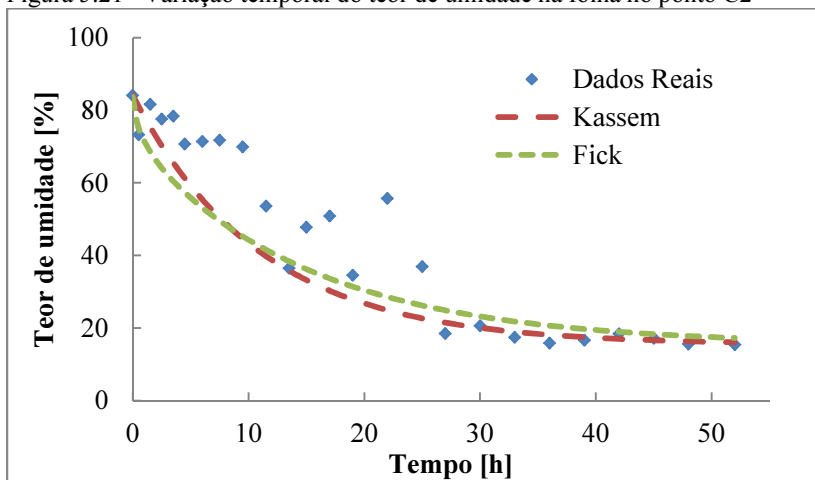


Figura 5.22– Variação temporal do teor de umidade na folha no ponto C3

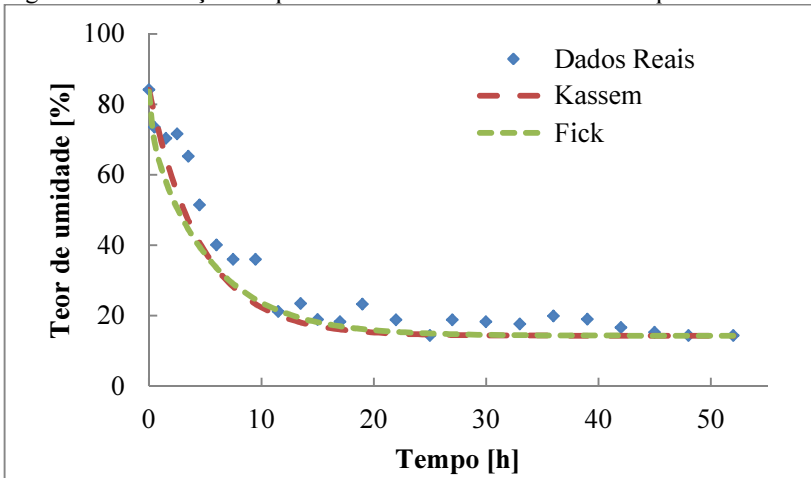
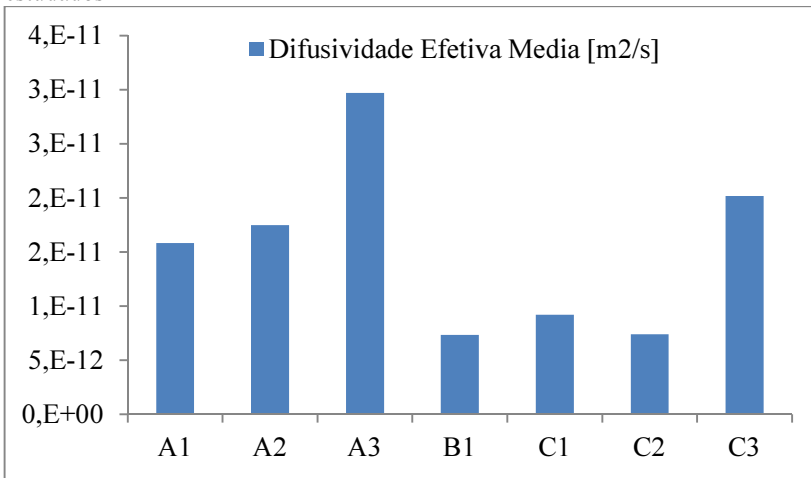


Figura 5.23– Comparação das difusividades médias nos diferentes pontos estudados



Para todos os pontos estudados, o teor de umidade diminuiu rapidamente nas primeiras 10 a 15 horas e a velocidade de secagem foi diminuindo até ficar constante, a partir do momento em que a erva atinge o equilíbrio higroscópico com o ar. Esses resultados estão de acordo com o observado anteriormente no comportamento da

temperatura e da umidade relativa do ar de secagem durante este mesmo período de tempo. Pode-se observar, em todos os casos, a existência de uma secagem não homogênea das ervas, evidenciada pelos picos e vales nas curvas da secagem real. Esta característica da secagem foi maior nos pontos onde o escoamento de ar apresenta maior não homogeneidade, mostrando, deste modo, a grande importância do controle da homogeneidade para uma secagem de qualidade. Os modelos utilizados foram ajustados com base na cinética da secagem, considerando que a distribuição do ar na bandeja é homogênea.

Observou-se no ponto A3, devido a sua posição na câmara de secagem na saída do ar do trocador de calor, uma maior uniformidade no escoamento do ar em comparação com os outros pontos. Pode-se observar, na Figura 5.18, que o comportamento da cinética de secagem real comportou-se de acordo com os modelos de Kassem e Fick, não se evidenciando entre eles uma grande diferença.

Na tabela 5.2 se apresenta um resumo geral do comportamento da cinética de secagem em cada um dos pontos estudados.

Tabela 5.2– Resumo da secagem de Melissa

Ponto	T_m [°C]	\bar{V}_{ar} [m/s]	U_w^* [%]	t_{real} [h]	$t_{teórico}$ [h]	D_{eff} m^2/s
A1	39,7	0,93	14,4	45	30	1,58E-11
A2	40,3	0,85	14,1	48	27	1,74E-11
A3	41	1,21	13,3	25	14	2,94E-11
B1	38,2	0,53	14,8	48	42	7,33E-12
C1	40	0,12	15,6	52	42	9,20E-12
C2	40,2	0,02	15,4	52	42	7,39E-12
C3	40,7	0,88	14,3	48	33	2,02E-11

A diferença no tempo de secagem real e ideal observada na tabela 5.2 deve-se principalmente a não homogeneidade do escoamento de ar na bandeja, sendo as maiores diferenças observada nas bandejas A1, A2 e C3. É importante destacar que nos pontos onde não se observaram maiores problemas de circulação de ar, houve menores variações de velocidade, ou seja, nas bandejas B1, C1 e C2,

embora as velocidades médias fossem maiores. Com tudo isto se pode deduzir que o efeito da não homogeneidade do escoamento de ar, no tempo de secagem, é mais importante à medida que a velocidade média aumenta. Observa-se que, para os casos B1, C1 e C2, condições de secagem que se aproximam das ideais, o tempo de secagem foi praticamente igual, concordando com as observações de Müller (1992).

Em relação à difusividade efetiva, o maior valor, como era de se esperar, foi observado para a bandeja A3 e os menores valores para as bandejas B1 e C2, evidenciando novamente que o efeito da não homogeneidade do ar é o principal problema neste caso. Quanto à temperatura, as medidas feitas “in loco” nas instalações da Baldo não foram suficientes para se induzir algum tipo de efeito da difusividade na secagem das ervas. Finalmente observa-se que o equilíbrio higroscópico entre erva e ar é diferente, dependendo da posição da erva na câmara de secagem, atingindo o seu menor valor, 13,3%, no ponto A3 e o seu maior valor, 15,6%, no ponto C1. Este fato permite pensar que a velocidade e a distribuição do ar na bandeja só afeta o tempo em que a erva vai levar para alcançar o equilíbrio higroscópico com o ar e que o valor da umidade de equilíbrio não dependeria somente da velocidade do ar mas também de outros fatores tais como a temperatura e a umidade relativa do ar.

Estudos mais detalhados do efeito da velocidade e da umidade relativa do ar, assim como do número de bandejas na câmara de secagem, da relação massa de erva por superfície de bandeja e a análise da influência do talo na secagem, serão apresentados no Capítulo 6, em dados obtidos no secador 1, desenvolvido pelo LABTUCAL.

6. ESTUDO EXPERIMENTAL E VALIDAÇÕES

Com o objetivo de determinar as características operacionais dos secadores apresentados no capítulo 3, foram desenvolvidos diferentes testes experimentais com erva a fina hortelã comum (*Mentha x Villosa Huds*) cujas características de cultivo, colheita e pós-colheita não foram especificadas pelo fornecedor. Na realidade, estas informações não são importantes para o presente trabalho, onde se pretende estudar o comportamento dos secadores a partir do volume de vapor de água liberado pela erva durante a secagem, independentemente do tipo de erva medicinal que será tratada.

Neste Capítulo são apresentadas as metodologias utilizadas, nos testes realizados no secador 1, para a determinação de: teor de água inicial na erva, calor líquido de sorção, efeito da variação da umidade relativa do ar no tempo de secagem, velocidade de escoamento, relação de massa e superfície, número de bandejas no secador e presença do talo na erva.

Além disso, se apresenta a validação dos modelos matemáticos para a determinação da razão de umidade (RU) obtida através da lei de Fick para a folha e talo, conforme equações (4.13) e (4.32), respectivamente, e o ajuste destas curvas com o modelo de Kassem, dado pela equação (4.17).

Foram também validados os modelos dos balanços de massa e energia discutidos nas seções 4.8 e 4.9, para cada um dos secadores, cujos parâmetros de entrada foram a umidade absoluta do ar e a temperatura no interior da câmara de secagem.

Finalmente, utilizando os modelos dos balanços validados, foi simulado o comportamento dos secadores 1 e 2 na secagem de 76,92 kg/h de *Melissa Officinalis* “*in natura*”, o que corresponde à produção máxima que as duas estufas da Baldo S.A. conseguem fornecer. A partir destes resultados é possível projetar equipamentos de secagem e estabelecer procedimentos que forneçam ervas finas secas com a qualidade que o mercado exige e com consumo eficiente de energia.

6.1. DETERMINAÇÃO DA UMIDADE NA ERVA

O método mais utilizado na literatura para a determinação do teor de umidade da erva é o método da estufa, o qual é descrito pela norma ASAE S358.2 (2003). Uma amostra de 25 g de erva é seca a uma temperatura de 103 ± 2 °C durante 24 horas no interior de uma

estufa. Neste método, toda a água é retirada, garantindo assim uma desidratação completa da amostra. A massa total de erva é medida antes e depois do teste: o valor obtido antes da secagem corresponde à massa total in natura M_T^0 e o valor obtido ao final do procedimento corresponde à massa de erva seca M_s .

Por definição, o teor de umidade em base úmida corresponde à razão entre a massa de água do produto M_w^0 e a sua massa total M_T^0 . Assim, na ausência de um método de determinação direta do teor de umidade, pode-se obter matematicamente o valor da umidade inicial da erva, utilizando os dados de massa medidos, através da equação:

$$U_w^0 = \frac{M_w^0}{M_T^0} = 1 - \frac{M_s}{M_T^0} \quad (6.1)$$

As pesagens devem ser realizadas em uma balança cuja precisão seja inferior a 0,1% do peso total da amostra a ser analisada. Para os casos em estudo, as amostras tinham 25 gramas, sendo empregada uma balança analítica com precisão de 0,001 g e erro de $\pm 0,01$ g, cuja foto é mostrada na Figura 6.1.

O método da estufa é um método cujos resultados da umidade total do produto são bastante exatos, quando a norma é estritamente seguida. Porém, sua maior desvantagem está no tempo gasto para obter um valor do teor de umidade para cada amostra analisada. Na verdade, a mesma norma ASAE S358.2 (2003) propõe uma forma mais rápida para a determinação aproximada do teor de umidade na erva, onde um forno micro-ondas é empregado, com pelo menos 600 W de potência.

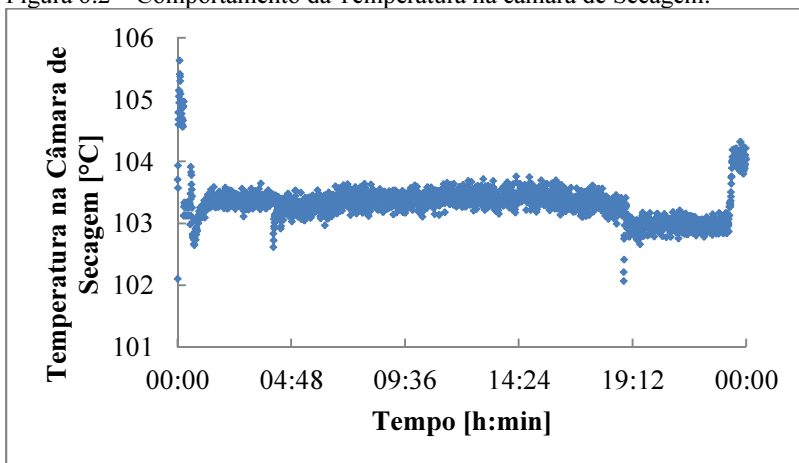
Rocha et al. (2010), utilizaram este método com um forno microondas a quatro níveis de potência (340, 570, 660, 880 W) em três períodos de tempo de exposição à radiação (3, 4, 5 minutos), para a determinação do teor de água em folhas de guaco (*Mikania Glomerata Sprengel*). Os resultados obtidos pelos autores mostraram que a potência e tempo de exposição mais adequada foram 660 W e 3 minutos respectivamente, mostrando que o forno de microondas é uma alternativa viável para a determinação do teor de água nas folhas de guaco, diminuindo o tempo quando se compara com o método da estufa.

Figura 6.1– Balança Analítica de precisão 0,001[g].



Realizaram-se 12 testes para comparar o método da estufa com o método do forno de microondas. Para a determinação do teor de água com o método da estufa, foi utilizado o secador 1, descrito no Capítulo 3. Na Figura 6.2 apresenta-se um gráfico da temperatura na câmara de secagem em função do tempo de duração do teste (24 horas), onde a temperatura média de secagem foi de $103,32 \pm 0,09$ [°C].

Figura 6.2– Comportamento da Temperatura na câmara de Secagem.



Na determinação do teor de umidade da erva com o forno micro-ondas, foi empregado o método gravimétrico, ou seja, medidas da massa da amostra são feitas em intervalos de tempo pré-determinados até que a diferença entre duas medições não seja maior que 1% do teor de umidade final. Neste caso o tempo adotado foi de três minutos. O forno microondas utilizado, da marca Electrolux, modelo MEF41, 220 V – 50 Hz, 7,9 A, é mostrado na Figura 6.3. Sua potência máxima é de 1600 W, tendo sido, nestes testes, regulado para 40% de sua potência nominal, ou seja, para 640 W. Este forno possui um prato giratório, que proporciona uma exposição uniforme da amostra à ação das microondas.

Figura 6.3– Forno Microondas utilizado para a determinação do teor de água na Erva.



Uma comparação entre os resultados obtidos pelos dois métodos utilizados são apresentados na tabela 6.1 e na Figura 6.4, onde pode-se observar que a diferença máxima entre estes foi de 0,70% e a mínima de 0,13%, obtendo-se uma média de 0,43%. Estes resultados permitem concluir que o aparelho microondas é uma excelente opção para a determinação do teor inicial de água na erva hortalã comum, podendo substituir o método da estufa, sem perder a confiança nos resultados obtidos.

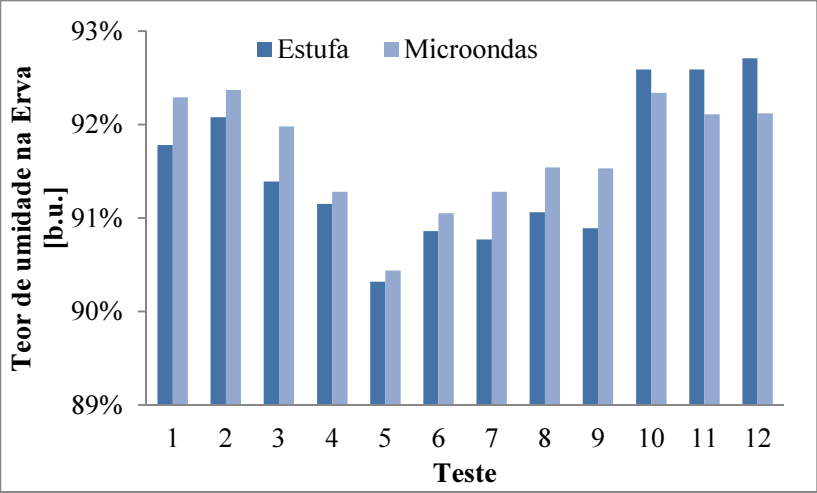
Desta maneira todos os valores de umidade inicial e final neste trabalho foram feitos através do método gravimétrico utilizando o forno microondas descrito anteriormente. Em todos os casos foram selecionadas 3 amostras de 25 g cada, submetidas simultaneamente ao processo de secagem no forno microondas, durante 3 minutos. Daí, a

umidade das amostras foi medidas a cada 3 minutos, até que a diferença das medições fosse inferior a 1% do teor de humidade final. Os valores da massa inicial e final foram utilizados para a determinação do teor de umidade, através da equação 6.1.

Tabela 6.1– Resultado da comparação dos métodos para a determinação do teor de água na erva.

Teste	Estufa	Forno	Erro
1	91,78%	92,29%	-0,56%
2	92,08%	92,37%	-0,31%
3	91,39%	91,98%	-0,65%
4	91,15%	91,28%	-0,14%
5	90,32%	90,44%	-0,13%
6	90,86%	91,05%	-0,21%
7	90,77%	91,28%	-0,56%
8	91,06%	91,54%	-0,53%
9	90,89%	91,53%	-0,70%
10	92,59%	92,34%	+0,27%
11	92,59%	92,11%	+0,52%
12	92,71%	92,12%	+0,64%

Figura 6.4– Gráfico comparativo entre os métodos para a determinação do teor de água na erva.



6.2. DETERMINAÇÃO DA UMIDADE DE EQUILÍBRIO E DO CALOR ISOTÉRMICO DE SORÇÃO

Como foi apresentado na seção 4.5, as equações que relacionam o teor de umidade em equilíbrio (também denominado umidade de equilíbrio higroscópico) com a temperatura e a umidade relativa do ar de secagem (atividade da água), são denominadas isotermas de sorção, as quais são determinadas através de modelos empíricos.

Para determinar estas isotermas de sorção, foram desenvolvidos diferentes testes de secagem, para o estudo do efeito da umidade relativa do ar, na umidade de equilíbrio higroscópico, para duas temperaturas de operação 50 °C e 60 °C. Utilizando o umidificador de ar montado no secador 1 e apresentado na seção 3.16, conseguiu-se trabalhar a diferentes umidades relativas, as quais foram mantidas constantes durante todo o processo de secagem. As umidades relativas estudadas para cada temperatura de operação do secador são apresentadas na tabela 6.2. A velocidade de escoamento do ar dentro da câmara de secagem foi mantida durante todos os testes em 1,23 m/s.

Tabela 6.2– Temperaturas e umidades relativas do ar de secagem utilizadas nos testes para a determinação da umidade de equilíbrio e o calor isotérmico de sorção.

Teste	T [°C]	Ø[%]
1	53,47±1,13	18,42±0,68
2	52,16±0,84	28,26±0,88
3	53,82±1,52	48,54±0,98
4	52,52±1,28	69,21±0,87
5	63,49±1,81	18,05±1,58
6	61,76±1,44	48,57±1,18

As Figuras 6.5 e 6.6 apresentam o comportamento da temperatura do ar de secagem na entrada da câmara nos testes 2 e 5, respectivamente. Nas Figuras 6.7 a 6.12 são apresentadas curvas da umidade relativa do ar em função do tempo, para cada um dos testes realizados.

Figura 6.5– Comportamento da temperatura do ar de secagem na câmara durante o teste 2

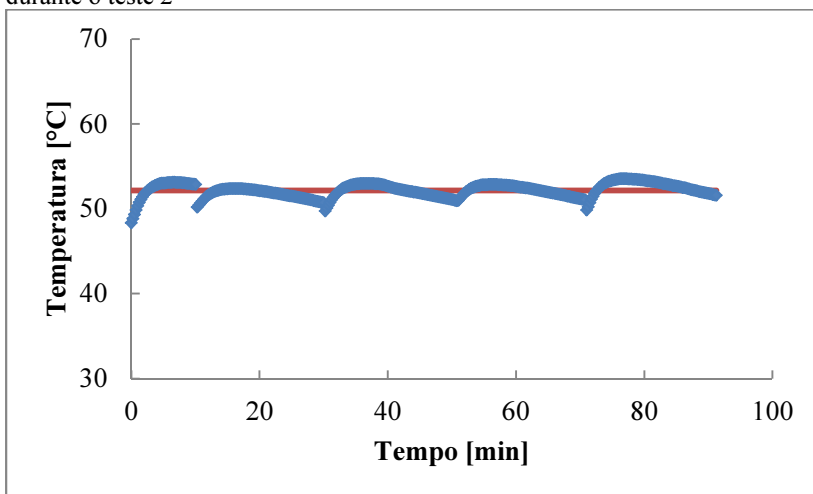


Figura 6.6– Comportamento da temperatura do ar de secagem na câmara durante o teste 5

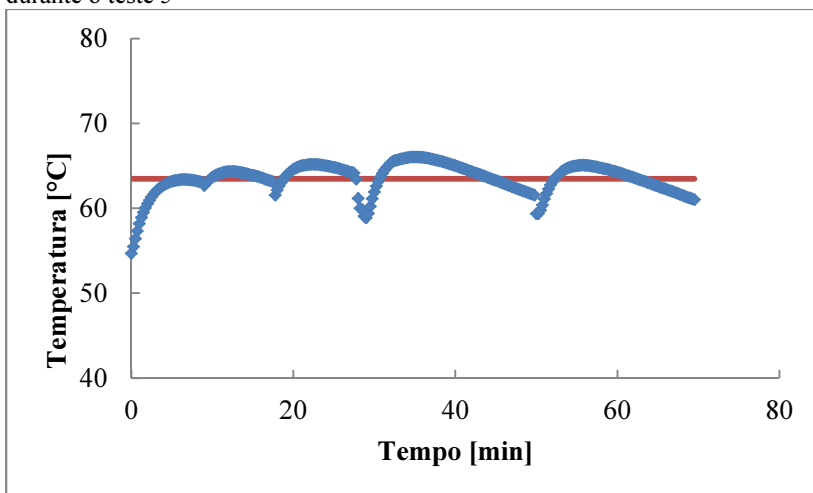


Figura 6.7– Comportamento da umidade relativa do ar de secagem na câmara durante o teste 1

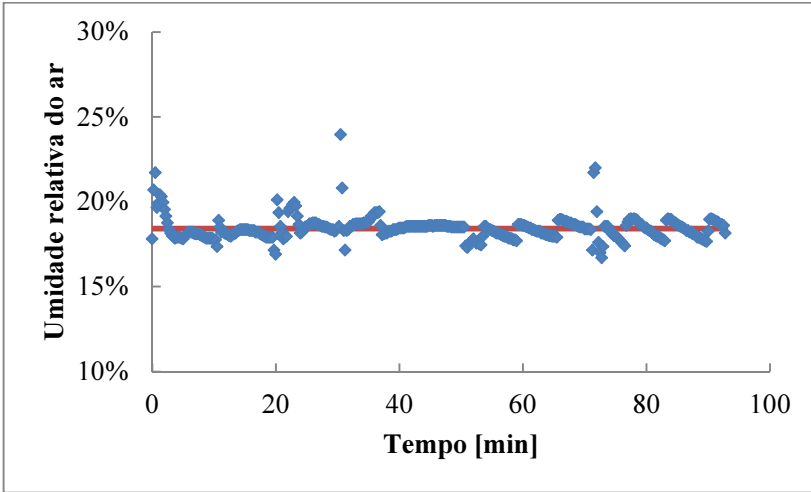


Figura 6.8– Comportamento da umidade relativa do ar de secagem na câmara durante o teste 2

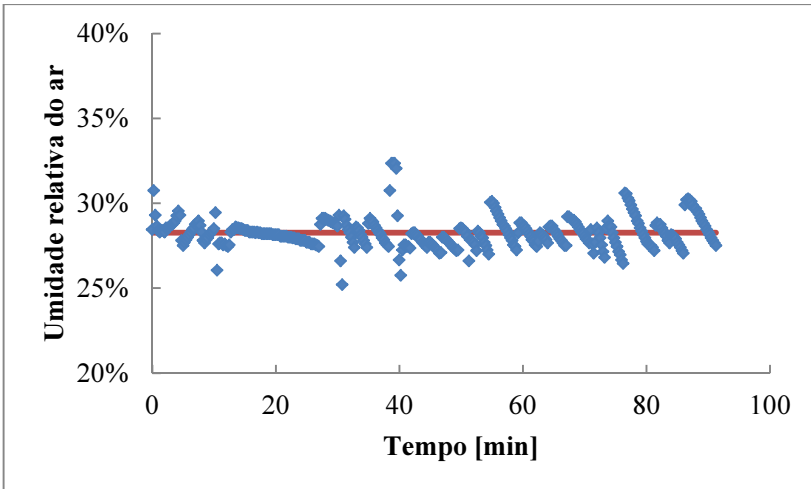


Figura 6.9– Comportamento da umidade relativa do ar de secagem na câmara durante o teste 3

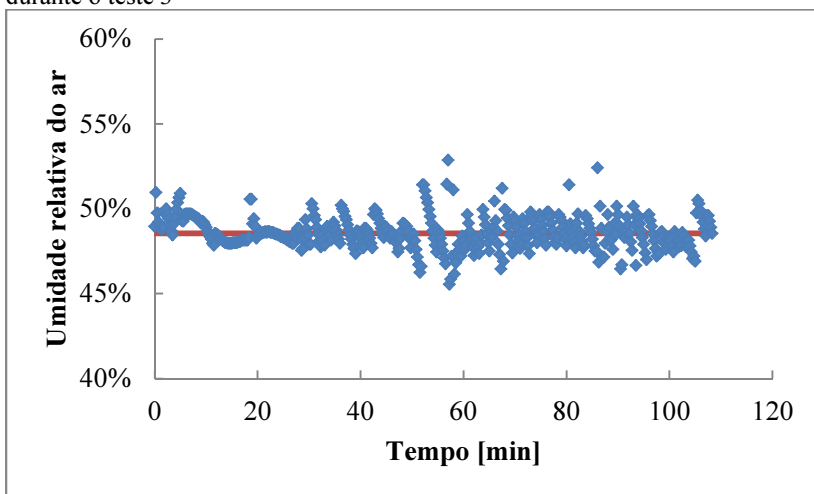


Figura 6.10– Comportamento da umidade relativa do ar de secagem na câmara durante o teste 4

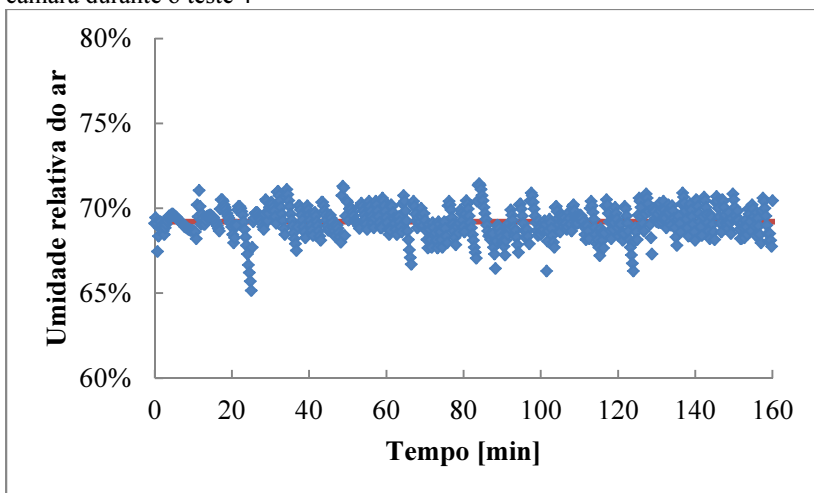


Figura 6.11– Comportamento da umidade relativa do ar de secagem na câmara durante o teste 5

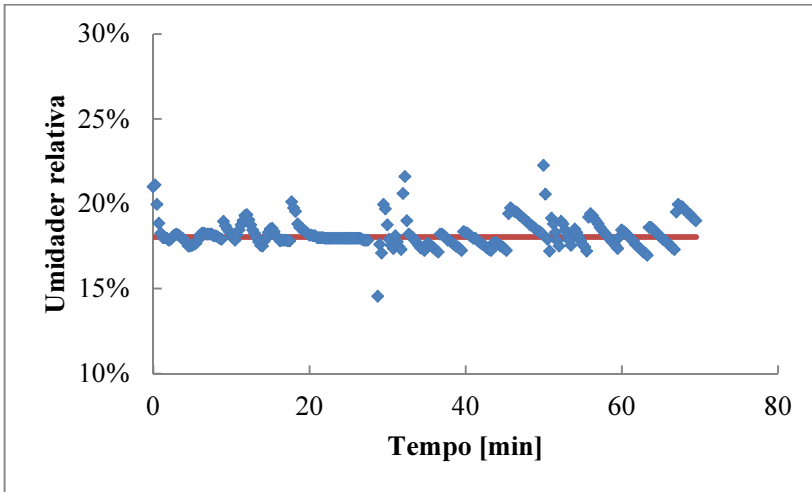
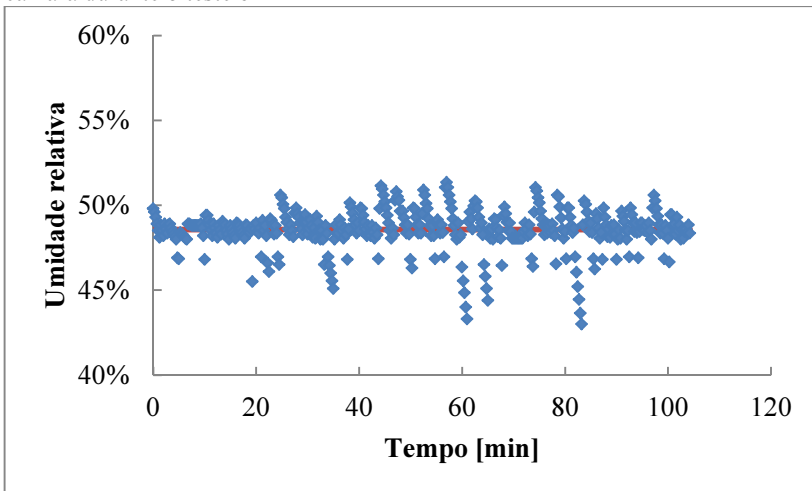


Figura 6.12– Comportamento da umidade relativa do ar de secagem na câmara durante o teste 6



Para a determinação do teor de umidade de equilíbrio da erva com o ar de secagem, foi empregado o método gravimétrico, onde nesta caso, as medições da massa de erva foram realizadas em intervalos de dez em dez minutos, para os primeiros trinta minutos e

de vinte em vinte minutos, até atingir uma diferença menor ao 1% do teor de umidade final entre duas medições seguidas. Para cada teste foi determinado o teor de água de equilíbrio na erva com três repetições, onde o valor final foi considerado como o valor médio das medições, com o seu respectivo desvio padrão.

Os resultados experimentais obtidos para o teor de umidade em equilíbrio higroscópico com o ar a diferentes temperaturas e umidades foram ajustados ao modelo de Corrêa et al. (2002) através da equação (4.60), onde o valor das constantes de ajuste foram: $a=-1,1154$, $b=-0,0359$ e $c=-0,0383$. Assim as equações (4.59) e (4.60) podem ser reescritas para a determinação da umidade de equilíbrio higroscópico especificamente da erva hortelã comum (*Mentha x villosa Huds*), resultando em, respectivamente:

$$U_d^* = \frac{1}{-1,1154T^{-0,0359} + a_w^{-0,0383}} \quad (6.2)$$

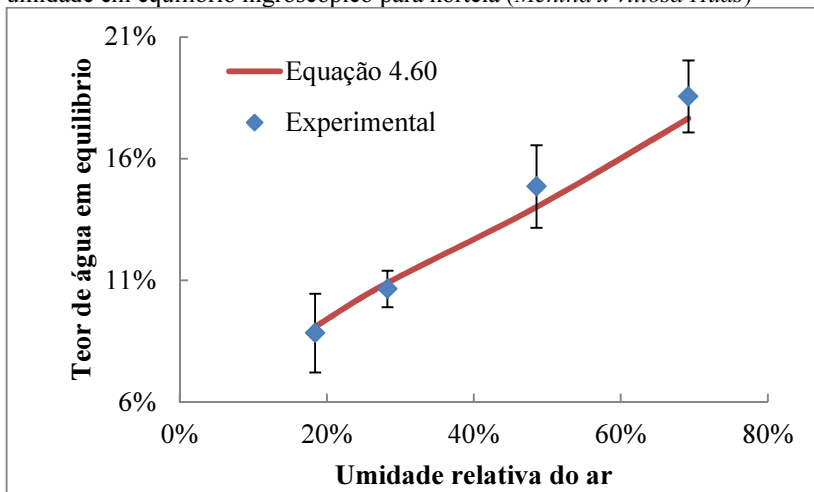
$$U_w^* = \frac{100}{100(-1,1154T^{-0,0359} + a_w^{-0,0383}) + 1} \quad (6.3)$$

Na tabela 6.3 e na Figura 6.13 são apresentados os resultados da umidade em equilíbrio higroscópico obtidos de forma experimental e através do ajuste realizado com a equação (6.3).

Tabela 6.3– Resultados para a umidade em equilíbrio higroscópico

X* _w [% base úmida]							
a _w [%]	T [°C]	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Média	Erro	Teórico
18,42	53,47	8,15	8,68	9,15	8,66	±1,31	9,09
28,26	52,16	10,67	10,98	10,27	10,64	±0,93	10,89
48,54	53,82	14,01	15,59	14,96	14,85	±2,08	14,01
69,21	52,52	18,89	17,75	19,01	18,55	±1,82	17,65
18,05	63,49	8,24	8,14	8,42	8,27	±0,30	8,56
48,57	61,76	12,43	12,16	13,11	12,23	±1,04	13,14

Figura 6.13– Comparação entre os resultados teóricos e experimentais para o umidade em equilíbrio higroscópico para hortelã (*Mentha x villosa* Huds)

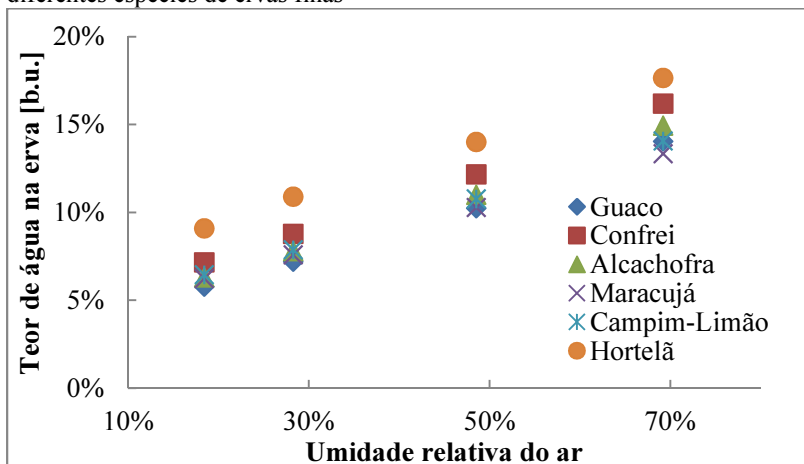


Observa-se na Figura 6.13 que o modelo de Corrêa et al. (2002) representa de forma muito precisa os resultados experimentais obtidos para a umidade em equilíbrio higroscópico na erva, onde as diferenças existentes em todos os pontos ficam dentro da margem de erro associada ao experimento. Na Figura 6.14, é apresentada uma comparação do ajuste do modelo da equação 4.63 para a erva hortelã e os resultados obtidos por Corrêa et al. (2002) para diferentes espécies. Pode-se verificar que o comportamento para todas as espécies é similar, sendo que, para um valor fixo da umidade relativa do ar de secagem, os maiores valores da umidade em equilíbrio higroscópico são os observados para a espécie hortelã comum.

Uma vez conhecida a isoterma de sorção, ou seja, a equação que descreve o equilíbrio higroscópico da erva com o ar de secagem, pode-se determinar experimentalmente um valor para o calor líquido de sorção descrito pela equação 4.68. A atividade da água (umidade relativa do ar) foi determinada utilizando a equação 6.2 para duas temperaturas diferentes (50 e 60 °C), mantendo constante a umidade de equilíbrio higroscópico de erva em 10 % (base seca). Os resultados obtidos foram substituídos na equação 4.68, sendo obtido um valor para o calor líquido de sorção de $q_{st} = 478,51$ kJ/kg. Considerando que a entalpia de vaporização da água na erva a 50 °C é de $\Delta h_{AB} =$

2381,7 kJ/kg, através da equação 4.64 consegue-se determinar um valor para o calor isotérmico de sorção de $Q_{st} = 2860,21$ kJ/kg.

Figura 6.14— Comparação da umidade de equilíbrio higroscópico para diferentes espécies de ervas finas



Fonte: Adaptado de Corrêa et al., 2002.

Soysal e Öztekin (2001) estudaram o calor isotérmico de sorção para diferentes espécies de ervas finas e aromáticas (Ginger, Marjoram, Anise, Peppermint, Thyme, Muscat, Coriander, Fennel, Cloves, Daphne, Cinnamon, Chamomile e Cardamom), apresentando diferentes correlações para a determinação deste calor em função da umidade de equilíbrio higroscópico. Utilizando as correlações obtidas por estes autores e mantendo constante a umidade de equilíbrio higroscópico da erva em 10 % (base seca), se obtém os valores do calor isotérmico de sorção para cada espécie. O maior valor foi achado para o Ginger 3106,83 kJ/kg e o menor para o Anise 2571,92 kJ/kg. Para o caso da Peppermint (*Mentha Piperita* L) erva da mesma família Lamiaceae a qual corresponde o hortelã comum (*Mentha x Villosa* Huds) achou-se um valor para o calor isotérmico de sorção de 2911,50 kJ/kg. Portanto, pode-se concluir que o resultado obtido para o calor isotérmico de sorção na erva hortelã comum (*Mentha x villosa* Huds), está dentro dos resultados obtidos na literatura especializada para secagem de ervas finas e aromáticas. A Figura 6.15 apresenta o gráfico de $\ln(a_w)$ em função de $1/T$, onde os valores das tangentes de curva correspondem ao valor de $-q_{st}/R$, para cada umidade em equilíbrio

higroscópico. Na Figura 6.16 apresenta-se o comportamento do calor isotérmico de sorção em função da umidade de equilíbrio higroscópico, onde se observa que o máximo valor deste calor acontece quando o teor de água em equilíbrio na erva é de 10% (base seca). A medida que o teor de água em equilíbrio aumenta, o calor isotérmico de sorção diminui de forma exponencial.

Figura 6.15– Determinação gráfica do calor líquido de sorção da *Mentha x Villosa* Huds

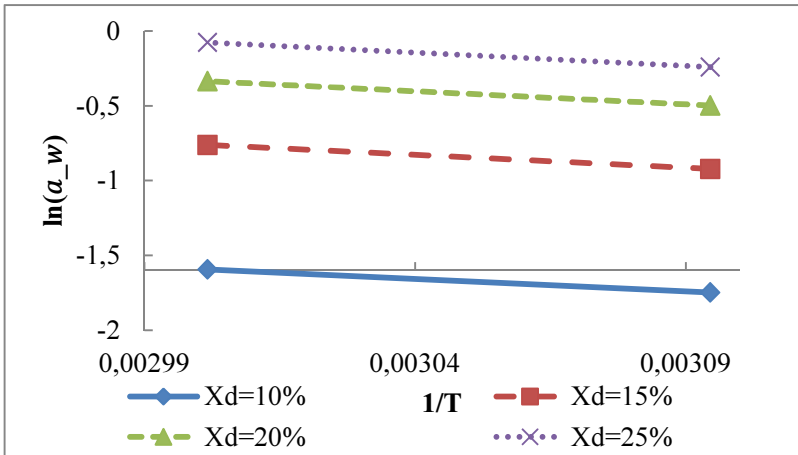
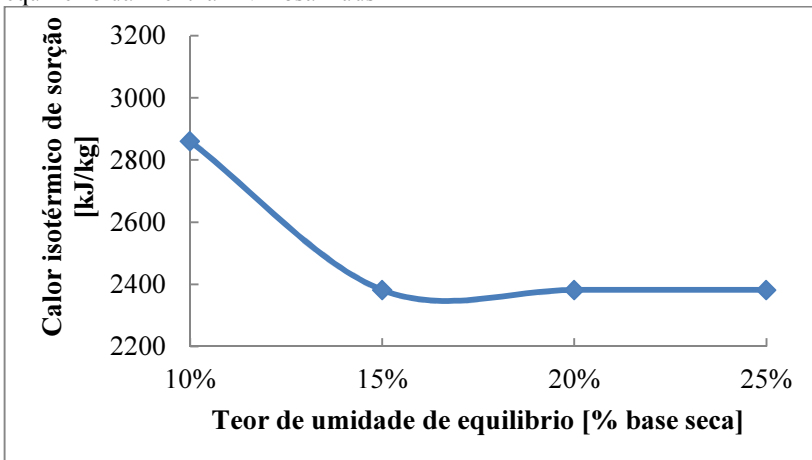


Figura 6.16– Calor isotérmico de sorção em função teor de umidade de equilíbrio da *Mentha x Villosa* Huds



6.3. EFEITO DOS PRINCIPAIS FATORES QUE INFLUENCIAM A SECAGEM DE ERVAS FINAS

Um dos princípios básicos que norteiam a indústria de transformação de matéria prima em algum produto elaborado é a redução dos custos de operação, sem diminuir a qualidade final do produto. Portanto, é fundamental que os fatores que elevem os custos de fabricação sejam identificados. No caso da produção em massa de ervas finas, a otimização do processo de secagem é indispensável, especialmente considerando as baixas temperaturas recomendadas para a secagem de ervas finas, o que resulta em um tempo de secagem comparativamente longo. É este o principal gargalo na procura de um produto de qualidade e menor custo.

A energia consumida durante o processo de secagem está diretamente relacionada ao tempo que a erva permanece dentro da câmara de secagem. Assim, por exemplo, no processo de secagem da Baldo S.A. apresentado no Capítulo 5, observa-se que certas ervas atingem o seu equilíbrio higroscópico com o ar de secagem quase à metade de tempo que outras, mas, por questões operacionais, permanecem na estufa até o final do processo. Isto gera um consumo de lenha não desejado e aumenta o custo da operação e, com isso, o custo final do produto, fazendo que este seja menos competitivo no mercado.

Com o objetivo de identificar quais são os principais fatores que influenciam o tempo de secagem na erva hortelã-comum, foram realizados diferentes testes experimentais no secador 1, variando-se alguns dos principais parâmetros da secagem como: umidade relativa do ar, velocidade de escoamento dentro da câmara de secagem, relação de massa de erva “in natura” e superfície da bandeja, número de bandejas no secador e presença do talo na erva.

Radünz et al. (2006), estudaram o efeito da temperatura do ar de secagem no rendimento dos óleos essenciais para o hortelã comum (*Mentha x Villosa* Huds). Estes autores concluíram que os maiores volumes de óleos essenciais extraídos para esta espécie são obtidos quando o processo de secagem é realizado a temperatura do ar igual a 50°C. Desta maneira, não foram realizados testes para determinar o efeito da temperatura do ar no tempo de secagem, ainda que um aumento da temperatura possa garantir uma diminuição no consumo de energia, devido à diminuição do tempo de secagem. Com o objetivo de obter o maior rendimento na produção dos óleos essenciais no

produto final, todas as experiências neste trabalho foram realizadas com a temperatura do ar de secagem a 50 °C.

6.3.1. Efeito da umidade relativa do ar

Para o estudo do efeito da umidade relativa do ar no tempo de secagem, foram empregados os dados experimentais obtidos nos testes para a determinação do teor de umidade em equilíbrio a 53 °C, apresentados na seção 6.2.

Foi estudada a secagem da erva para quatro diferentes umidades relativas do ar: 18,42±0,68%, 28,26±0,88%, 48,54±0,98% e 69,21±0,87 %. Em todos os casos, a velocidade de escoamento do ar de secagem foi mantida a 1,23 m/s, para uma relação de massa de erva “in natura” e superfície da bandeja de $R_{MS} = 2,04 \text{ kg/m}^2$.

Segundo os resultados experimentais apresentados na tabela 6.3, a umidade em equilíbrio higroscópico da erva varia em função da temperatura e da umidade relativa do ar de secagem. Assim, para uma temperatura constante de 53 °C, o maior valor do teor de umidade de equilíbrio acontece quando a umidade relativa do ar é mantida 69,21±0,87%. Desta forma e com o objetivo de ter um parâmetro de comparação na avaliação do efeito da umidade relativa no tempo de secagem, considera-se o tempo final de secagem para este estudo, como o tempo total que a erva fica dentro do forno até atingir um teor de umidade de 18,22% (b.u.).

As medições do teor de umidade no final do processo de secagem foram feitas de vinte em vinte minutos, não permitindo identificar o tempo exato em que a erva atinge o teor de umidade final de 18,22% b.u. Levando-se em conta que nos minutos finais do processo, a relação entre a perda de umidade na erva e o tempo de secagem tem um comportamento quase linear, é possível a determinação do tempo final do processo de secagem o através da interpolação de grau 1 apresentada na equação (6.4).

$$t_n = t_{n-1} + (t_{n+1} - t_{n-1}) \frac{U_w(t_n) - U_w(t_{n-1})}{U_w(t_{n+1}) - U_w(t_{n-1})} \quad (6.4)$$

onde t_n corresponde ao tempo final de secagem associado á umidade de equilíbrio final que se deseja atingir na erva $U_w(t_n)$, t_{n-1} e t_{n+1} correspondem ao tempo associado á medição da umidade da erva antes

$U_w(t_{n-1})$ e depois $U_w(t_{n+1})$, respectivamente, de atingir o teor de umidade desejado.

É importante destacar que quando o teor de umidade desejado é igual à umidade de equilíbrio higroscópico na erva para essas condições de secagem, o tempo final de secagem fica:

$$t_n = t_{n-2} + (t_{n-1} - t_{n-2}) \frac{U_w^* - U_w(t_{n-2})}{U_w(t_{n-1}) - U_w(t_{n-2})} \quad (6.5)$$

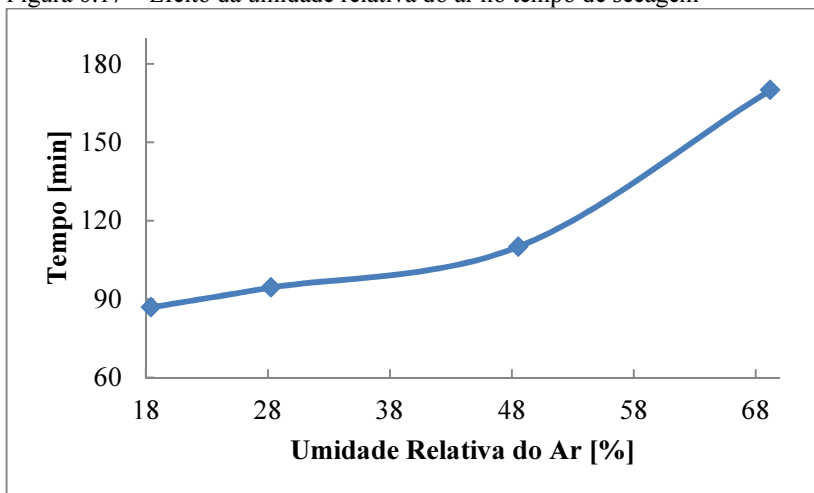
onde t_{n-2} corresponde ao tempo associado à medição umidade da erva $U_w(t_{n-2})$ obtido duas medições antes de atingir a umidade de equilíbrio higroscópico U_w^* .

Na tabela 6.4 e na Figura 6.17 são apresentados os resultados experimentais do estudo do efeito da umidade relativa do ar no tempo final de secagem.

Tabela 6.4– Efeito da umidade relativa do ar no tempo de secagem

Teste	T [°C]	Ø[%]	t_n [min]
1	53,47±1,13	18,42±0,68	86,8
2	52,16±0,84	28,26±0,88	94,4
3	53,82±1,52	48,54±0,98	110
4	52,52±1,28	69,21±0,87	170

Figura 6.17– Efeito da umidade relativa do ar no tempo de secagem



Observa-se na Figura 6.17 que o tempo de secagem aumenta à medida que a umidade relativa do ar dentro da câmara de secagem aumenta, sendo que esta curva se torna mais acentuada para valores da umidade relativa do ar maiores a 40%. Este comportamento é similar ao obtido por Müller (1992), envolvendo a secagem de finas camadas (30 mm) de *Salvia Officinalis*; este pesquisador variou a umidade relativa do ar de 30 a 70%, mantendo constantes a velocidade e a temperatura do ar nos valores de $v=0,2$ m/s e $T=50$ °C. Inicialmente o tempo de secagem aumentou de forma moderada, mas quando a umidade relativa do ar chegou perto dos 50%, o tempo de secagem aumentou assintoticamente para o infinito (Figura 2.1). Este resultado também foi observado por Argyropoulos e Müller (2011), onde somente para umidades relativas do ar superiores a 40% o tempo de secagem foi afetado em relação à cor e ao conteúdo de óleos essenciais, sendo que a umidade relativa não afeta estes resultados tanto quanto à temperatura (Figura 2.2).

Portanto, é recomendável que, na secagem de ervas finas, o ar dentro da câmara seja mantido a umidades relativas inferiores a 40 %, com o objetivo de atingir o teor de equilíbrio final em tempos menores, gerando uma redução do consumo total de energia durante todo o processo. Este resultado é importante no momento de projetar e operar secadores de ervas finas, já que a capacidade total do secador é

restrita à sua capacidade em manter a câmara de secagem em condições da umidade relativa desejadas, para cada espécie a ser seca.

6.3.2. Efeito da velocidade de escoamento do ar

Para analisar o efeito da velocidade de escoamento do ar no tempo de secagem da erva hortelã-comum (*Mentha x Villosa* Huds), foram realizados testes de secagem em três diferentes níveis de velocidades do ar dentro da câmara de secagem: $0,40 \pm 0,04$, $0,82 \pm 0,05$, e $1,23 \pm 0,05$ m/s, com duas repetições para cada um dos casos. A temperatura do ar de secagem foi fixa em aproximadamente 53 °C, mantendo a umidade relativa do ar a valores menores que 30%, sendo a relação de massa de erva “in natura” e superfície da bandeja de $R_{MS} = 4 \text{ kg/m}^2$. O tempo final da secagem para esta erva foi calculado através da equação 6.4, considerado que este corresponde ao tempo total que a erva fica dentro do forno até atingir um teor de umidade de 10% (b.u.).

Na tabela 6.5 são apresentados os resultados experimentais do estudo do efeito da velocidade de escoamento do ar na câmara no tempo final de secagem, os quais são plotados e apresentados na Figura 6.18.

Observa-se na Figura 6.18 que o tempo total de secagem é praticamente o mesmo para velocidades inferiores a 0,8 m/s, mas para velocidades de escoamento maiores que 0,8 m/s, o tempo de secagem é bastante reduzido, atingindo uma redução de 17%, quando a velocidade de escoamento foi aumentada de 0,82 até 1,23 m/s.

Os resultados obtidos experimentalmente são coerentes com os resultados achados por Müller (1992) envolvendo a secagem de finas camadas (30 mm) de *Salvia Officinalis*. Este autor variou a velocidade do ar entre 0,2 a 0,6 m/s, mantendo constantes as seguintes temperaturas do ar: bulbo seco em 50 °C e orvalho em 13 °C. Este pesquisador verificou que a velocidade do ar de secagem não tem um impacto significativo na secagem de ervas dispostos em camadas finas, o que parece entrar em conflito com as experiências práticas, onde muitas vezes o fluxo de ar limita a capacidade do secador. O tempo de secagem verificado, para que a folha atingisse uma umidade final de 11% foi o mesmo, independente da velocidade do ar de trabalho.

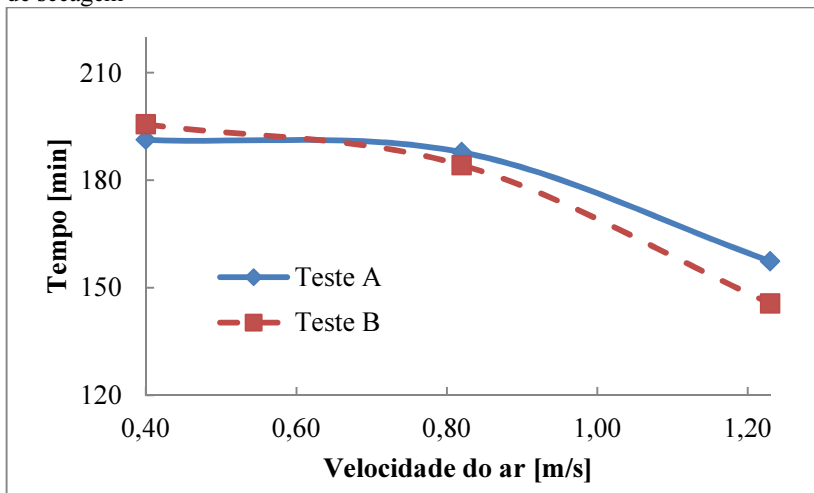
Os resultados obtidos neste experimento ajudam a explicar a diferença no tempo de secagem real e ideal observada nos testes realizados na estufa secadora da Baldo S.A, apresentados no Capítulo 5. O efeito da não homogeneidade do escoamento do ar no tempo de

secagem é mais notório à medida que a velocidade média aumenta. Ou seja, nos casos onde a velocidade média do ar de secagem era menor a 0,8 m/s, o efeito no tempo de secagem foi menos evidente em relação nos casos onde a velocidade foi maior, mostrando, deste modo, a grande importância no controle deste parâmetro para uma secagem de qualidade.

Tabela 6.5– Efeito da velocidade de escoamento do ar na câmara no tempo de secagem

	V[m/s]	t_n [min]
Teste A	0,40±0,04	191,3
	0,82±0,05	187,8
	1,23±0,05	157,4
Teste B	0,40±0,04	195,6
	0,82±0,05	184,2
	1,23±0,05	145,6

Figura 6.18– Efeito da velocidade de escoamento do ar na câmara no tempo de secagem



6.3.3. Efeito da relação massa e superfície

Um fator importante de considerar na hora de projetar um secador de ervas finas é a quantidade de “erva in natura” que se pode secar por metro quadrado de superfície de bandeja (no caso dos secadores em batelada) ou de esteira (no caso dos secadores contínuos). O conhecimento desta informação, visando satisfazer certa quantidade de produção, define o tamanho final do secador. Assim com o objetivo de projetar equipamentos mais compactos, é necessário aumentar a massa de erva “in natura” que é seca por metro quadrado de superfície. No presente trabalho, este fator é chamado de relação massa superfície e será denotado como:

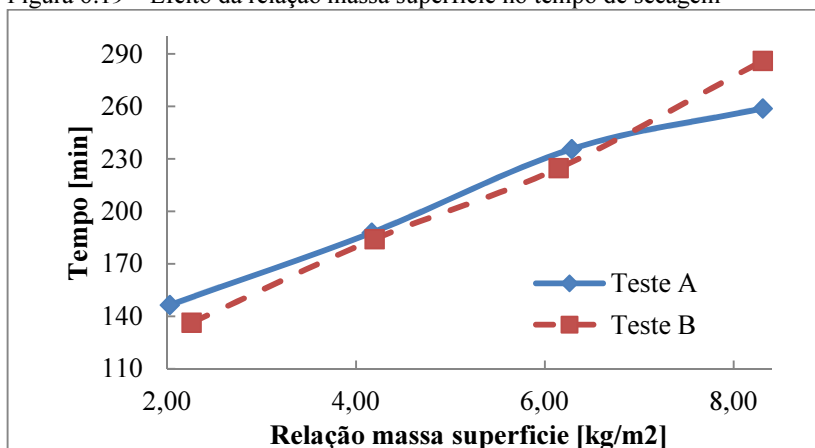
$$R_{MS} = \frac{\text{Massa de erva “in natura”}}{\text{superfície de bandeja}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right] \quad (6.6)$$

Para analisar o efeito da relação massa superfície na secagem da erva hortelã-comum (*Mentha x Villosa* Huds), foram realizados testes de secagem para quatro diferentes relações massa/superfície, com duas repetições para cada um dos casos. Os resultados destes experimentos são apresentados na tabela 6.6. A temperatura do ar de secagem foi fixa em aproximadamente em 53 °C, mantendo a umidade relativa do ar a valores menores que 30%, com uma velocidade de escoamento do ar de secagem de 0,82 m/s. O tempo final da secagem, para este estudo, foi calculado através da equação 6.4, considerado que este corresponde ao tempo total que a erva fica dentro do forno até atingir um teor de umidade de 10% (b.u.). Observa-se na Figura 6.19 que o tempo de secagem tem um comportamento linear, diretamente proporcional ao aumento da relação de massa/superfície. Este resultado é de suma importância no projeto final do secador de ervas finas, já que se observa que, com um aumento da relação massa superfície de 2 a 8 kg/m², consegue-se duplicar a quantidade de erva que o secador é capaz de secar, mantendo constante a superfície de bandejas ou esteiras, o que leva a um aumento na capacidade do secador, passando de 0,91 a 1,83 kg/m²h de erva “in natura”.

Tabela 6.6– Efeito da relação massa superfície no tempo de secagem

	R_{MS}	t_n [min]
Teste A	2,03	146,4
	4,17	187,8
	6,29	235,6
	8,31	258,8
Teste B	2,26	136,3
	4,20	184,2
	6,15	224,7
	8,31	286,0

Figura 6.19– Efeito da relação massa superfície no tempo de secagem



6.3.4. Efeito do número de bandejas

Um dos principais problemas apresentados pelo formato dos secadores existentes no mercado é que o ar de secagem é forçado a escoar de baixo para cima (ou de cima pra baixo) através das bandejas de ervas, gerando uma perda de qualidade após passar por cada uma das bandejas, diminuindo a temperatura e aumentando a umidade relativa do ar, o que faz com que a erva seca nas bandejas inferiores atinja o seu equilíbrio higroscópico com o ar antes que as ervas que são secas nas bandejas superiores.

Para analisar o efeito do número de bandejas do secador no tempo de secagem da hortelã-comum (*Mentha x Villosa* Huds), se realizou testes de secagem com uma, duas, e três bandejas na câmara de secagem. Em todos os casos foram feitas duas repetições e os

resultados são apresentados na tabela 6.7. A temperatura do ar de secagem durante os testes foi fixa em aproximadamente 53 °C, mantendo a umidade relativa do ar a valores menores a 30%, com uma relação de massa de erva “in natura” e superfície da bandeja de $R_{MS} = 4 \text{ kg/m}^2$ e uma velocidade de escoamento do ar de secagem de 0,82 m/s.

Da mesma forma que no caso anterior, o tempo final da secagem para este estudo foi calculado através da equação 6.4, tempo este correspondente ao tempo total que a erva fica dentro do forno até atingir um teor de umidade de 10% (b.u.).

Tabela 6.7– Efeito do número de bandejas no tempo de secagem

	Número bandejas	Posição da Bandeja	t_n [min]
Teste A	1	Inferior	192,3
	2	Inferior	188,1
		Central	235,7
	3	Inferior	207,0
		Central	252,0
		Superior	339,6
Teste B	1	Inferior	187,8
	2	Inferior	221,0
		Central	240,4
	3	Inferior	218,2
		Central	248,7
		Superior	333,2

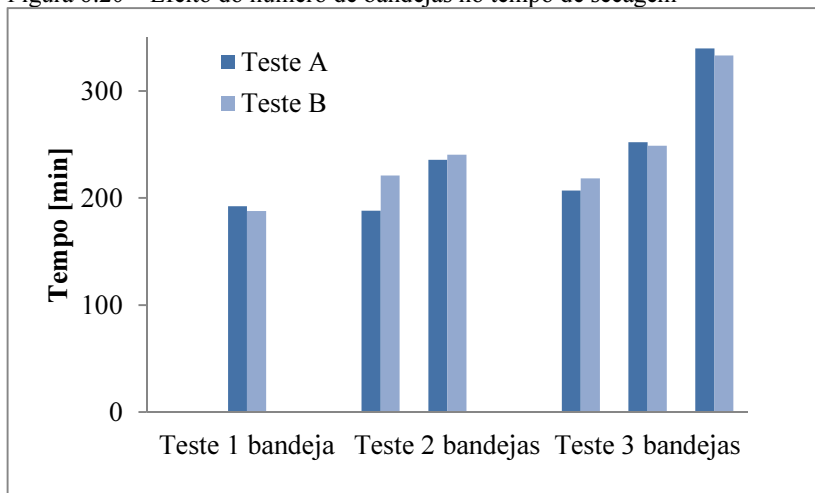
Na Figura 6.20 se apresenta em forma gráfica os resultados obtidos neste experimento. Observa-se que, para a bandeja seca na parte inferior do secador, o tempo de secagem não foi afetado pelo número de bandejas no forno, uma vez que o sistema de renovação de ar e de aquecimento permite que o ar na entrada da câmara de secagem (antes da bandeja inferior) mantenham constantes a temperatura e a umidade relativa, durante todo o processo de secagem.

Já a bandeja central apresentou um aumento do tempo de secagem de cerca de 35 minutos quando comparada com a bandeja inferior, porque o ar ganha umidade e perde temperatura após a passagem pela primeira bandeja, diminuindo assim a sua capacidade de secagem. Este efeito é ainda mais evidente na bandeja superior, pois nesse ponto, o ar já entregou grande parte da sua energia na

secagem da erva da primeira e da segunda bandejas, o que leva a um aumento do tempo de secagem de uma cerca de 124 minutos quando comparado com a bandeja localizada na região intermediária com uma acréscimo de diferença de, por volta, 86 minutos, em relação a bandeja imediatamente inferior. Ainda assim, o aumento do número de bandejas na câmara de secagem de uma a três, gera um aumento da capacidade de secagem do secador de 1,18 a 2,14 kg/m²h.

A literatura especializada fornece curvas da relação de umidade (RU) para secadores com apenas uma bandeja. Assim, o tempo total de secagem é um dado desconhecido ao projetista de secadores de duas ou mais bandejas, sendo necessários testes experimentais para sua determinação. Atualmente, os secadores deste tipo compensam o efeito da perda da qualidade do ar, alternando a direção do fluxo de ar ao longo do comprimento do secador, ou seja, há zonas do secador que o ar é forçado a escoar de baixo pra cima, e outras em que o ar é forçado a escoar de cima pra baixo.

Figura 6.20– Efeito do número de bandejas no tempo de secagem



A Figura 6.21 apresenta o comportamento da relação de umidade da erva na secagem de hortelã-comum, a qual está distribuída em três bandejas dentro da câmara de secagem, com o ar escoando de abaixo pra cima. Considerando que o processo de emigração da água na erva pode ser modelado através da lei de Fick (equação 4.12), é

possível explicar as diferenças observada entre as curvas em termos da difusividade efetiva da água na erva.

Observa-se que a bandeja 1 (inferior) apresenta uma velocidade de secagem maior que a segunda e terceira bandejas. Isto se deve ao fato de que a difusividade efetiva da água na erva é maior para temperaturas maiores e umidades relativas menores. Na verdade, como pode ser observado na Figura 6.22, a difusividade efetiva diminui à medida que a erva é seca em bandejas superiores, já que nestas a temperatura é menor e a umidade relativa do ar é maior. A erva seca na bandeja 1 apresentou uma difusividade efetiva média de $1,87 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$, 34,3% maior que a obtida na bandeja 2, e 56,2% maior que a observada na bandeja 3. Estes resultados permitem uma estimativa inicial do efeito do número de bandejas no tempo de secagem, quando só é conhecida a difusividade efetiva da erva e a relação de umidade RU.

Figura 6.21– Efeito do número de bandejas na relação de umidade na erva

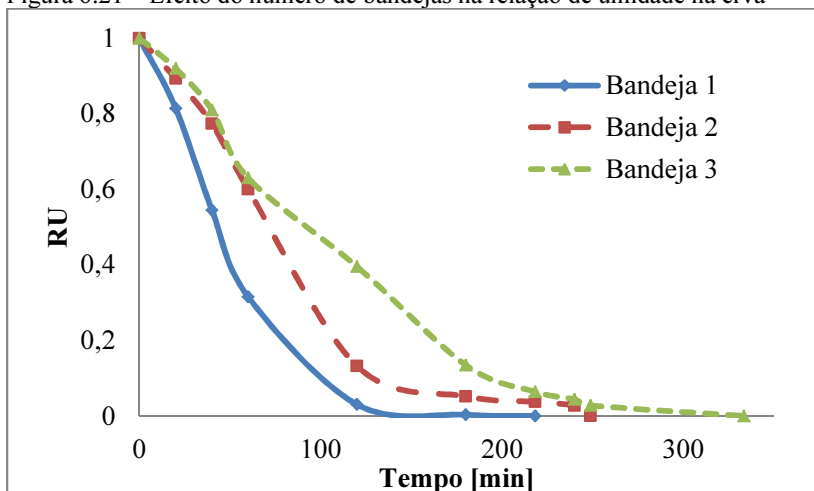
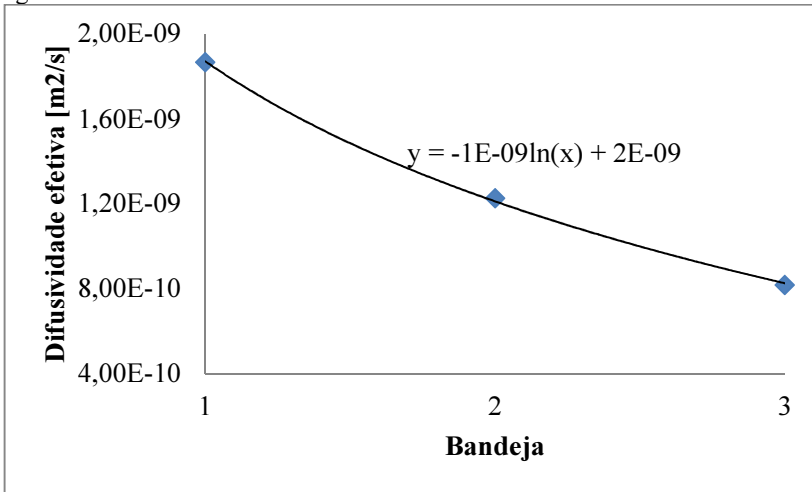


Figura 6.22– Efeito do número de bandejas na difusividade efetiva média da água na erva



6.3.5. Efeito do talo

Em muitos dos processos de secagem de ervas, a folha e talo são secos juntos, de forma que o vapor liberado dentro da câmara de secagem tem duas parcelas: vapor liberado pela folha e vapor liberado pelo talo. O conhecimento de cada uma das parcelas é de suma importância na hora de projetar um equipamento de secagem de ervas, principalmente nas ervas finas, onde o talo faz parte do produto final. Isto significa que, durante todo o processo de secagem, o secador necessita de uma maior quantidade de ar de recirculação para manter as condições de umidade relativas ideais, gerando um consumo adicional de energia para manter a temperatura constante na câmara de secagem durante todo o processo.

Para analisar como a presença do talo na erva afeta o tempo de secagem, foram desenvolvidos três testes experimentais com hortelã-comum (*Mentha x Villosa* Huds). No primeiro teste somente a folha da erva foi seca, no segundo somente o talo e, finalmente no terceiro, a folha mais o talo. Em todos os casos foram realizadas duas repetições.

Durante os testes a temperatura do ar de secagem foi fixa em aproximadamente em 53 °C, mantendo a umidade relativa do ar a valores menores que 30%, com uma velocidade de escoamento do ar de secagem de 0,82 m/s. A relação de massa superfície em todos os

casos foi de $R_{MS} = 4 \text{ kg/m}^2$. No caso da secagem de folha mais talo, a porcentagem de talo no total de massa secada observada foi de 50%. O diâmetro médio do talo foi de 3,05 mm e a espessura da folha estudada foi considerada de 0,55 mm, como apresentado na Figura 6.23. Na Figura 6.24, se apresentam as bandejas com folha e talo utilizadas nos testes de secagem.

Figura 6.23– Diâmetro do talo e espessura da folha de hortelã comum (*Mentha x villosa* Huds)



Figura 6.24– Bandejas com talos e folhas de hortelã comum (*Mentha x villosa* Huds)



O tempo final da secagem para este estudo foi calculado através da equação (6.4), considerando que este corresponde ao tempo total que a erva fica dentro do forno até atingir um teor de umidade de 10% (b.u.). Os resultados experimentais deste estudo são apresentados na tabela 6.8. Observa-se na Figura 6.25 que a cinética da secagem do talo tem um comportamento similar á cinética da secagem do talo mais

folha. Além disso, o tempo de secagem do talo é quase o mesmo que o tempo de secagem do talo mais a folha (Figura 6.26), o que permite deduzir que no caso da secagem de erva, a cinética e o tempo total da secagem é governado pelo talo e não pela folha.

Portanto, a presença do talo na erva afeta o comportamento da cinética e o tempo de secagem da hortelã-comum, reduzindo a capacidade de secagem do secador de 1,29 kg/m²h para o caso em que só a folha é seca para 0,73 kg/m²h, quando a folha e o talo são secos juntos, ou seja, isto corresponde a uma diminuição de 43,4% da produção de erva seca por metro quadrado hora de secagem.

Tabela 6.8– Efeito do número do talo no tempo de secagem

		t_n [min]
Teste A	Folha	187,8
	Talo + Folha	311,1
	Talo	320,7
Teste B	Folha	184,2
	Talo + Folha	344,2
	Talo	352,9

Figura 6.25– Efeito do número do talo na relação de umidade na erva

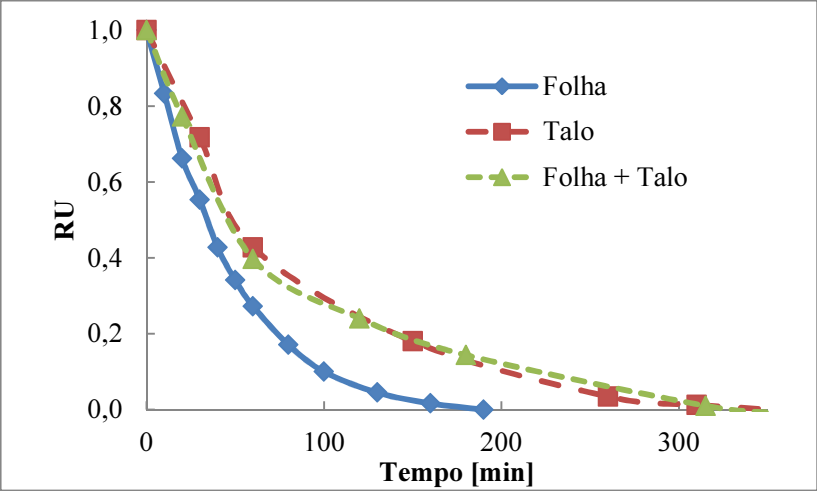
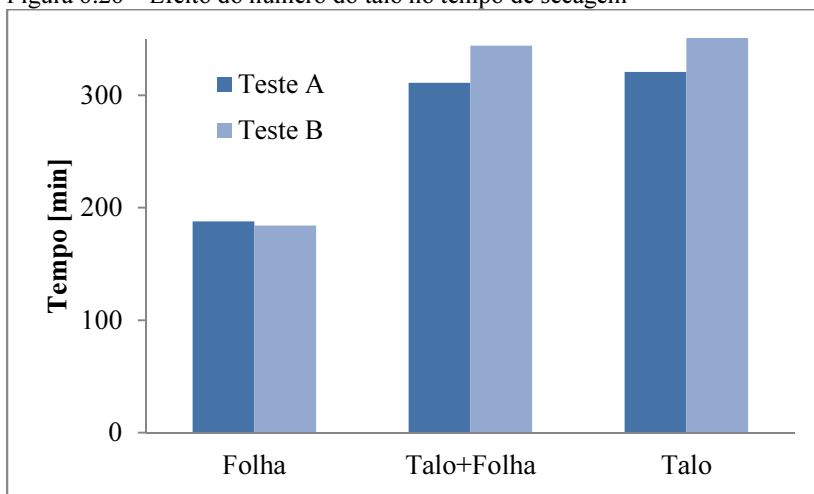


Figura 6.26– Efeito do número do talo no tempo de secagem



6.4. VALIDAÇÃO DOS MODELOS MATEMÁTICOS

O objetivo de se validar os modelos matemáticos apresentados no Capítulo 4, é contar com diferentes equações que permitam, a partir dos dados de secagem fornecidos pela literatura especializada, determinar a capacidade máxima na qual pode operar um secador de ervas finas, assim como o consumo de energia associado a cada uma das configurações de secadores assistidos por termossifões estudados no Capítulo 3. Para isto, nesta seção os modelos matemáticos para a determinação da razão de umidade na secagem de folha e talo, apresentada nas equações (4.13) e (4.32), respectivamente, são validados.

A partir do princípio de superposição destas soluções particulares, foi desenvolvido e validado um modelo matemático para a determinação do teor de umidade na secagem de ervas finas que possuem certa porcentagem de talo, τ_t . Além disso, foram validados os modelos matemáticos que descrevem o transiente da massa de erva e da vazão mássica de vapor liberado na câmara de secagem apresentados nas equações 4.38 e 4.40, respectivamente. Finalmente foram validados os balanços de massa e energia estudados nos pontos 4.8 e 4.9 do Capítulo 4.

6.4.1. Razão de umidade para a folha e o talo

Para validar o transiente da razão de umidade para a folha e o talo, foram utilizados os dados experimentais obtidos para o estudo do efeito do talo na erva apresentados na seção anterior. Foi empregada a lei de Fick para placa plana (equação 4.13) e para cilindro infinito (equação 4.32) e os dados obtidos foram ajustados ao modelo exponencial duplo de dois parâmetros, conhecido também como o modelo de Kassem, apresentado na equação 4.17. Na tabela 6.9 são apresentados os resultados da validação dos modelos estudados.

O modelo de Kassem foi ajustado aos dados experimentais através das constantes de ajustes $a=0,0009$ e $k=0,41$. Observa-se na Figura 6.27 que este modelo se ajusta perfeitamente aos dados experimentais e que as diferenças existentes entre o modelo e a média dos dados experimentais podem ser associadas ao erro do experimento.

Para modelar o transiente da razão de umidade na folha através da lei de Fick, usou-se o software MATLAB, onde, para cada valor da razão de umidade experimental no tempo, foi determinado um valor da difusividade efetiva da água na folha, como é apresentado na Figura 6.28. A partir destes valores foi obtida uma difusividade efetiva média de $8,50 \times 10^{-12} \text{ m}^2/\text{s}$, a qual foi substituída na equação 4.13. Observa-se na Figura 6.27 que a lei de Fick apresenta erros maiores quando comparada aos dados experimentais. Isto se deve principalmente ao fato de que a difusividade efetiva da água na folha é constante no tempo, o que não é real. Mesmo assim, este modelo permite representar muito bem a física da secagem da folha de hortelã-comum (*Mentha x Villosa* Huds.).

Tabela 6.9– Resultado da validação do transiente da razão de umidade na folha

RU						
t [min]	Teste 1	Teste 2	Média	Desvio Padrão	Fick	Kassem
0	1,00	1,00	1,00	±0,000	0,99	1,00
10	0,83	0,85	0,84	±0,014	0,71	0,80
20	0,66	0,65	0,66	±0,007	0,59	0,64
30	0,55	0,53	0,54	±0,014	0,49	0,51
40	0,43	0,43	0,43	±0,000	0,42	0,41
50	0,33	0,35	0,34	±0,014	0,35	0,33
60	0,27	0,29	0,28	±0,014	0,30	0,26
80	0,17	0,19	0,18	±0,014	0,21	0,17
100	0,10	0,11	0,10	±0,007	0,15	0,11
130	0,04	0,05	0,04	±0,007	0,09	0,06
160	0,02	0,01	0,01	±0,007	0,06	0,03
180	0,00	0,00	0,00	±0,000	0,03	0,01

Figura 6.27– Validação do transiente da razão de umidade na folha

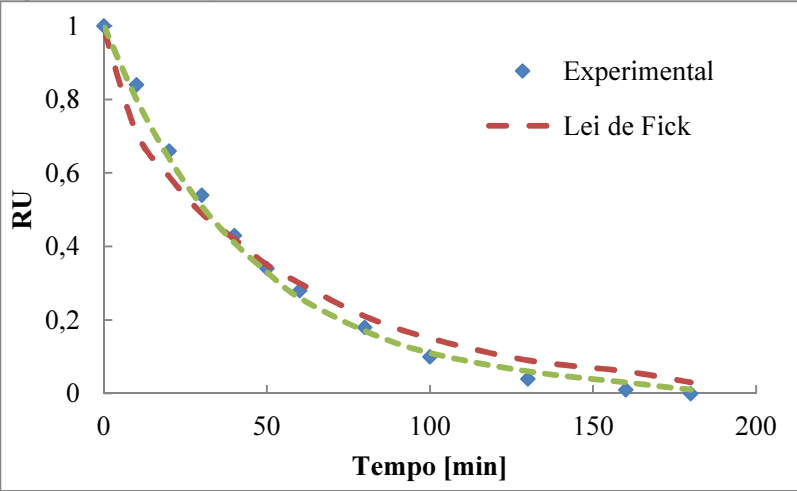
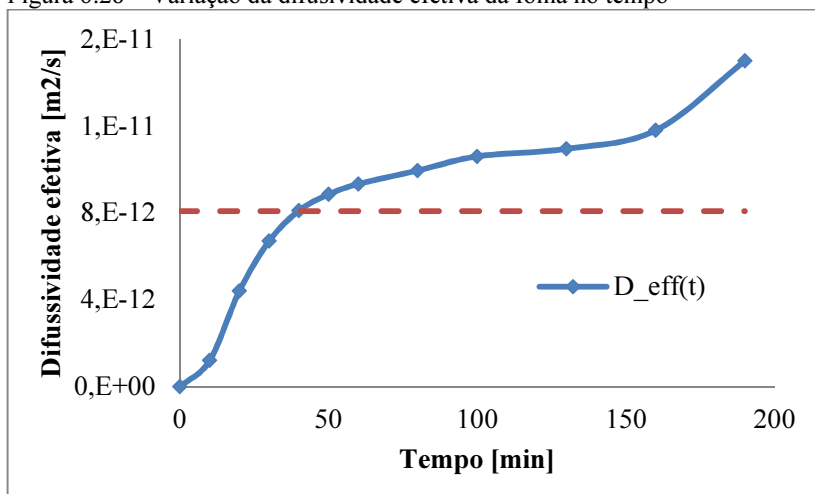


Figura 6.28– Variação da difusividade efetiva da folha no tempo



A tabela 6.10 apresenta os resultados do transiente da razão de umidade no talo, obtida de forma experimental e através da lei de Fick e do modelo de Kassem.

O modelo de Kassem foi ajustado aos dados experimentais através das constantes de ajustes $a=0,0008$ e $k=0,25$. Observa-se na Figura 6.29 que, da mesma forma que no caso da folha, este modelo se ajusta satisfatoriamente aos dados experimentais e que as diferenças existentes entre o modelo e a média dos dados experimentais podem ser associadas ao erro do experimento.

A Figura 6.30 apresenta o transiente da difusividade efetiva da água no talo, cujo valor médio foi de $2,41 \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$. Este valor foi substituído na equação (4.32) e os resultados obtidos nesta equação apresentam erros um pouco maiores aos erros experimentais, como pode ser observado na Figura 6.29, porém, da mesma forma que no caso da folha, este modelo permite representar muito bem a física da secagem.

Comparando as difusividades efetivas médias obtidas para a folha $8,50 \times 10^{-12} \text{ m}^2/\text{s}$, e para o talo $2,41 \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$, se observa que a água no talo apresenta maior velocidade de emigração que na folha. Este resultado pode induzir a erro de interpretação e pensar que se o diâmetro do talo for igual à espessura da folha, o tempo de secagem no talo seria menor que o tempo de secagem na folha, coisa que não acontece na prática. Assim, para evitar este tipo de

interpretação errônea se apresenta na Figura 6.31 o comportamento da razão de umidade em função do número de Fourier mássico definido pela equação (4.14). Observa-se que o tempo adimensional necessário para secar o talo é aproximadamente 60% maior que o tempo necessário para a secagem de folhas.

Tabela 6.10– Resultado da validação do transiente da razão de umidade no talo

RU						
t [min]	Teste 1	Teste 2	Média	Desvio Padrão	Fick	Kassem
0	1,00	1,00	1,00	±0,000	0,96	1,00
30	0,72	0,74	0,73	±0,014	0,56	0,70
60	0,43	0,46	0,45	±0,021	0,41	0,49
150	0,18	0,16	0,17	±0,014	0,18	0,17
260	0,03	0,03	0,03	±0,000	0,07	0,04
310	0,01	0,00	0,01	±0,007	0,04	0,02
360	0,00	0,00	0,00	±0,000	0,03	0,01

Figura 6.29– Validação do transiente da razão de umidade no talo

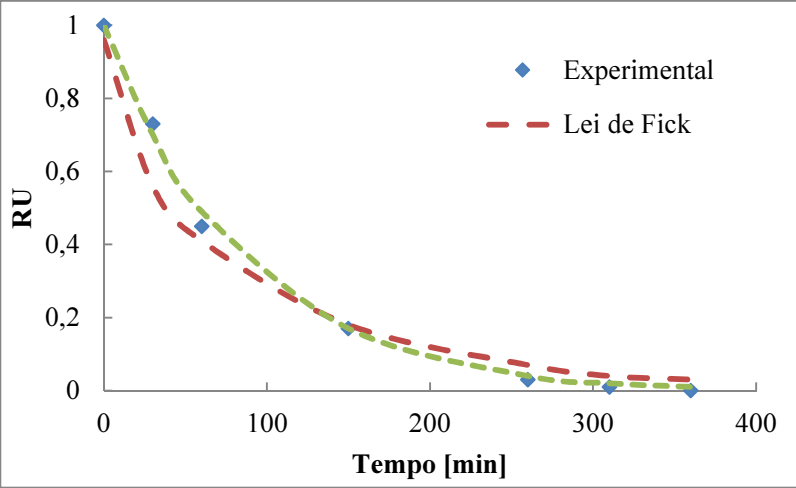


Figura 6.30– Variação da difusividade efetiva do talo no tempo

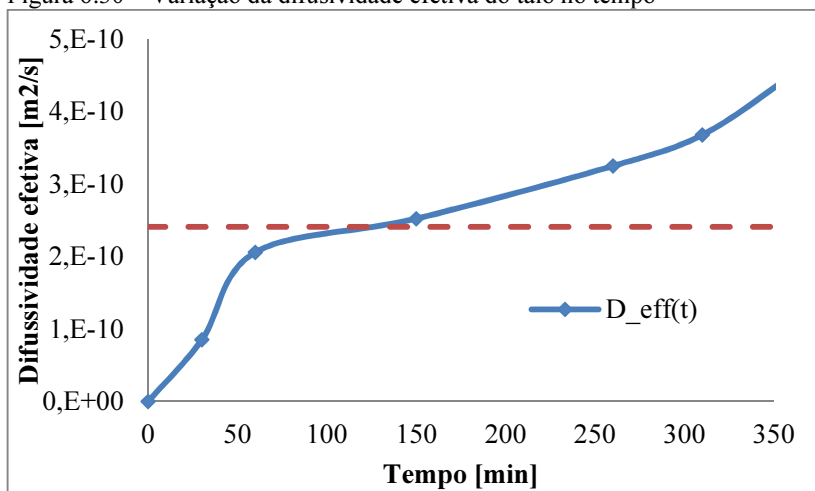
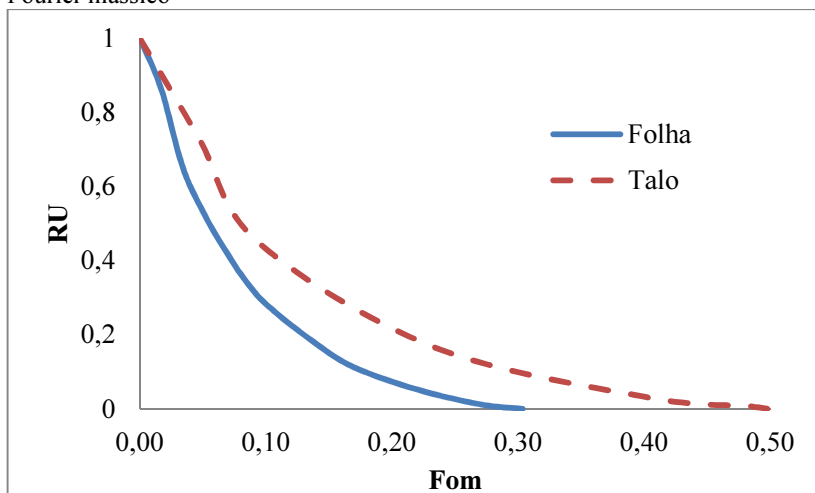


Figura 6.31– Comportamento da razão de umidade em função do número de Fourier mássico



6.4.2. Razão de umidade para a folha mais talo

A maioria dos trabalhos da literatura especializada fornecem as curvas de secagem de ervas finas considerando somente o

comportamento da secagem da folha. Na maioria dos processos industriais de secagem de ervas finas, a folha e o talo são secados juntos e, como foi demonstrado nos testes realizados na seção 6.3.5, a presença do talo na erva afeta consideravelmente o comportamento do transiente da razão de umidade assim como o tempo total de secagem da hortelã-comum. Desta forma, é importante, contar com um modelo matemático que permita relacionar razão de umidade da folha ou do talo fornecidos pela literatura, como a razão de umidade da erva misturada com certa porcentagem de talo τ_t . Assim, as seguintes equações se propõem, através da superposição das soluções particulares do talo e da folha, fornecer de um modelo capaz de determinar o transiente da razão de umidade e o tempo total de secagem para ervas finas com qualquer uma porcentagem de talo:

$$U_{w_{erva}}(t) = \frac{A(t)}{A(t) + B(t)}, \quad (6.7)$$

onde:

$$\begin{aligned} A(t) &= (1 - \tau_{talo})(1 - U_{w_f}^0) \left[U_{w_f}^* + (U_{w_f}^0 - U_{w_f}^*) \overline{RU}_f(t) \right] \\ &\quad \left[1 - U_{w_i}^* - (U_{w_i}^0 - U_{w_i}^*) \overline{RU}_i(t) \right] + \\ &\quad + \tau_{talo} (1 - U_{w_i}^0) \left[1 - U_{w_i}^* - (U_{w_i}^0 - U_{w_i}^*) \overline{RU}_i(t) \right] \\ &\quad \left[1 - U_{w_f}^* - (U_{w_f}^0 - U_{w_f}^*) \overline{RU}_f(t) \right] \\ B(t) &= \left[1 - U_{w_f}^* - (U_{w_f}^0 - U_{w_f}^*) \overline{RU}_{w_f}(t) \right] \\ &\quad \left[1 - U_{w_f}^* - (U_{w_f}^0 - U_{w_f}^*) \overline{RU}_{w_f}(t) \right] \\ &\quad \left[(1 - \tau_{talo})(1 - U_{w_{folha}}^0) + \tau_{talo} (1 - U_{w_{talo}}^0) \right] \end{aligned} \quad (6.8)$$

Nestas equações U_w^* e U_w^0 correspondem ao teor de umidade em equilíbrio higroscópico e inicial, respectivamente, $\overline{RU}(t)$ é a razão de

umidade definida pela equação (4.13) no caso da folha e (4.32) no caso do talo (ou qualquer modelo fornecido pela literatura), os índices f e t correspondem a folha e talo, respectivamente, e o τ_t é a porcentagem de massa de talo no total de erva “in natura”, definida através da equação:

$$\tau_t = \frac{M_t^0}{M_f^0 + M_t^0} \quad (6.10)$$

Para validar os resultados obtidos através da equação 3.7, foram utilizados os dados experimentais do estudo do efeito do talo na erva, apresentados na seção 6.3.5. A porcentagem de talo no total de massa seca foi de 50%, o diâmetro médio do talo foi de 3,05 mm e a espessura da folha estudada foi considerada de 0,55 mm. Na tabela 6.11 são apresentados os resultados experimentais para a secagem de erva com 50% de talo e os resultados obtidos através da equação 6.7.

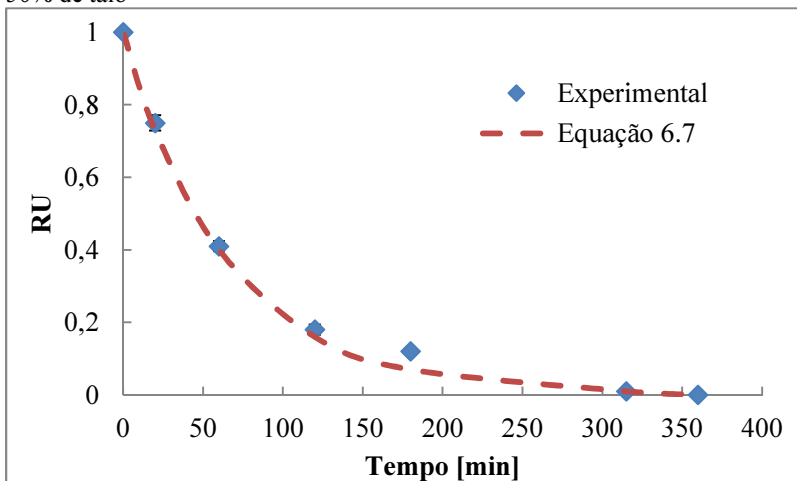
Tabela 6.11– Resultado da validação do transiente da razão de umidade para erva com 50% de talo

RU					
t [min]	Teste 1	Teste 2	Média	Desvio Padrão	Eq. 6.7
0	1,00	1,00	1,00	±0,000	1,00
20	0,76	0,73	0,75	±0,021	0,73
60	0,40	0,42	0,41	±0,014	0,40
120	0,19	0,17	0,18	±0,014	0,16
180	0,13	0,12	0,12	±0,007	0,07
315	0,01	0,02	0,01	±0,007	0,01
360	0,00	0,00	0,00	±0,000	0,00

Observa-se na Figura 6.32 que os resultados obtidos através da equação (6.7) conseguem representar satisfatoriamente a média dos dados experimentais e as diferenças existentes entre eles pode ser associadas ao erro do experimento, sendo que o único ponto experimental cuja previsão teórica fica fora da margem de erro de medida acontece aos 180 minutos. Associa-se esta diferença a algum fator ou variável não identificada no momento da medição. Desta forma, o modelo da equação 6.7 para a determinação do transiente da razão de umidade de ervas com certa porcentagem de talo pode se

considerar válido para a secagem da erva hortelã-comum (*Mentha x Villosa* Huds).

Figura 6.32– Validação do transiente da razão de umidade para erva com 50% de talo



Uma vez validado, utiliza-se o modelo da equação (6.7) para simular o comportamento do transiente da razão de umidade e do tempo total de secagem da erva para diferentes porcentagens de talo. Os resultados desta simulação são apresentados nas Figuras 6.33 e 6.34.

Figura 6.33– Transiente da razão de umidade para diferentes porcentagens de talo na erva

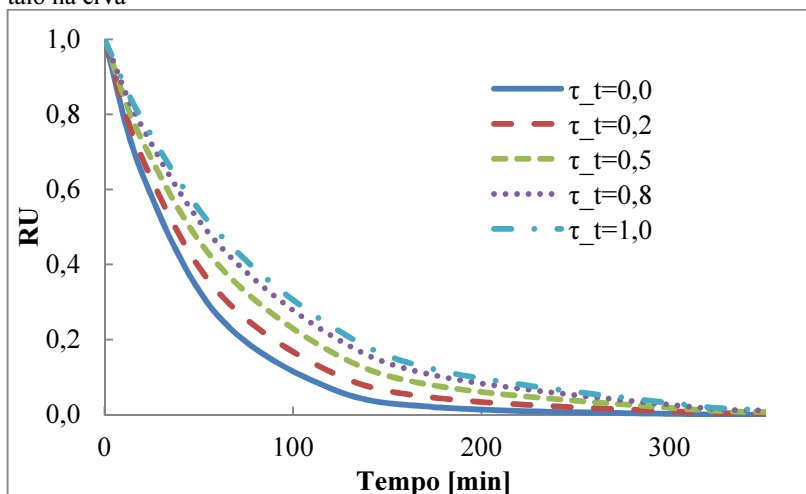
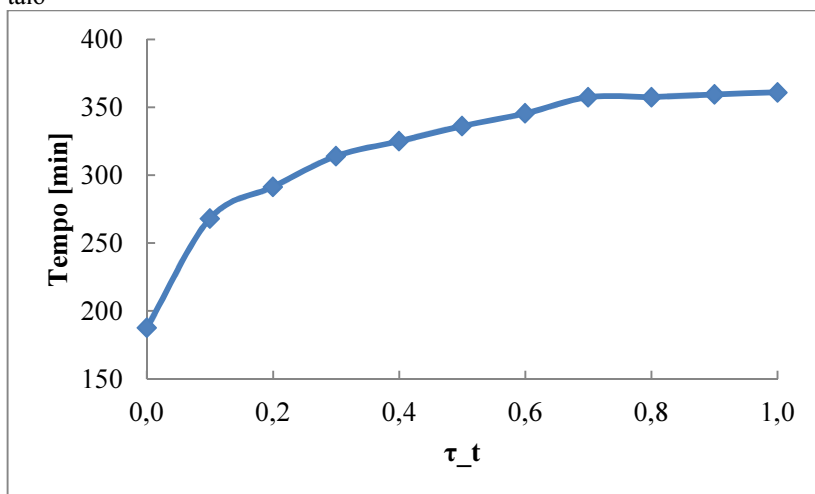


Figura 6.34– Tempo de secagem para ervas com diferentes porcentagens de talo



Observa-se na Figura 6.33 que, à medida que a porcentagem de talo na erva vai aumentando, a velocidade com que a água emigra diminui afetando o transiente da razão de umidade. Assim através da análise em termos da lei de Fick, pode-se deduzir que, à medida que a

porcentagem de talo na erva aumenta, a difusividade efetiva média da erva (talo + folha) diminui, fazendo com que a taxa de liberação de vapor de água na câmara de secagem seja menor quando comparada à secagem somente da folha. Isto gera um aumento no tempo total de secagem, como pode ser observado na Figura 6.34, onde, para ervas com porcentagem de talo maiores a 50%, o tempo total de secagem é praticamente igual ao tempo total de secagem apenas do talo.

6.4.3. Balanço de massa e energia para o secador 1

Foram avaliadas e validadas as equações associadas ao balanço de massa e energia do secador 1 (seção 4.8) durante o processo de secagem de hortelã-comum. A ideia é obter um conjunto de equações que permitam determinar a capacidade máxima na qual o secador 1 pode operar e o consumo de energia deste durante tudo o processo. Para iniciar a validação dos balanços de massa e energia, primeiro é necessário ajustar o modelo matemático de Kassem, que determina a razão de umidade na secagem de folhas de hortelã-comum. Os dados experimentais foram obtidos para uma velocidade de escoamento de 0,82 m/s com uma renovação de ar de $53,5 \pm 1,4\%$ (posição das válvulas V777). A temperatura do ar de secagem foi fixada aproximadamente em 53 °C, mantendo a umidade relativa do ar a valores menores que 30%, a relação de massa de erva “in natura” e superfície da bandeja foi de $R_{MS} = 4 \text{ kg/m}^2$. A Figura 6.35 apresenta o ajuste do modelo de Kassem aos dados experimentais utilizando as seguintes constantes de ajuste $a=0,0008$ e $k=0,45$.

Observa-se na Figura 6.35 que o modelo de Kassem reproduz satisfatoriamente o transiente da razão de umidade, ficando todos os pontos dentro do erro associado ao experimento. A Figura 6.36 apresenta a variação da massa de erva em função do tempo, a qual é perfeitamente descrita pelo modelo da equação (4.37).

No momento de projetar um secador, mais importante que conhecer o transiente da razão de umidade ou a variação da massa de erva no tempo, é conhecer o transiente da vazão mássica de vapor de água que é liberado pela erva na câmara durante o processo de secagem. A Figura 6.37 apresenta a variação no tempo do número adimensional MV descrito pelas equações (4.40) e (4.41).

Figura 6.35– Validação do transiente da razão de umidade para folhas de hortelã-comum

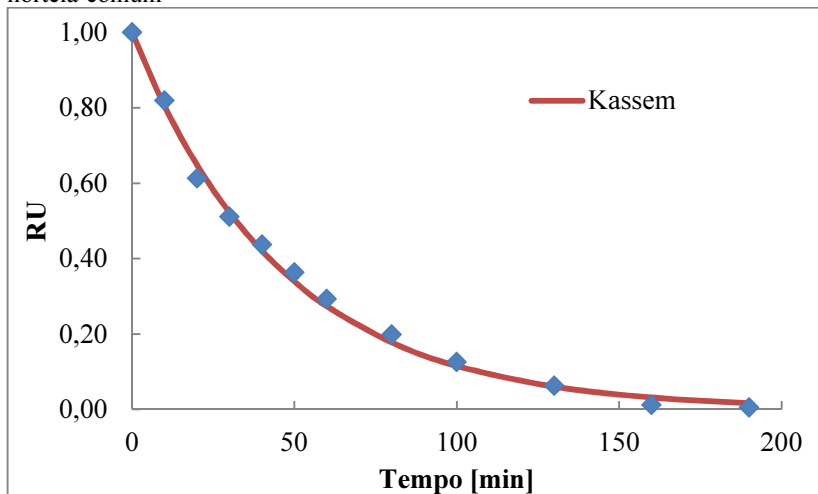


Figura 6.36– Validação da variação da massa de erva no tempo secador 1

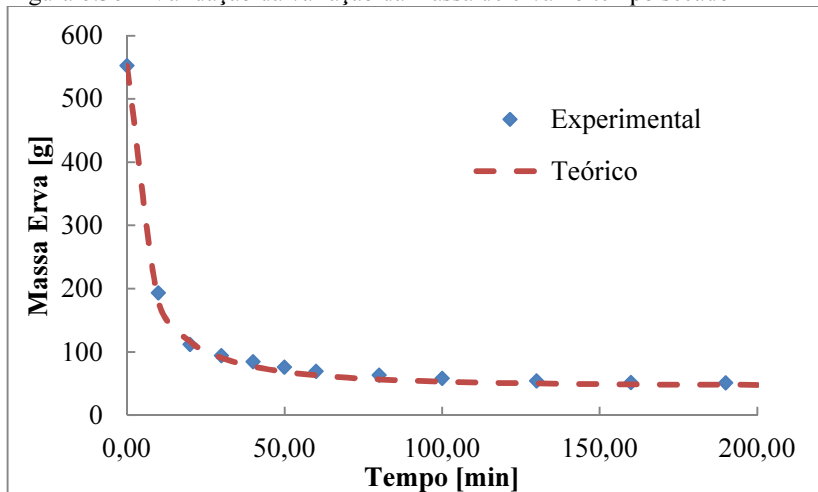
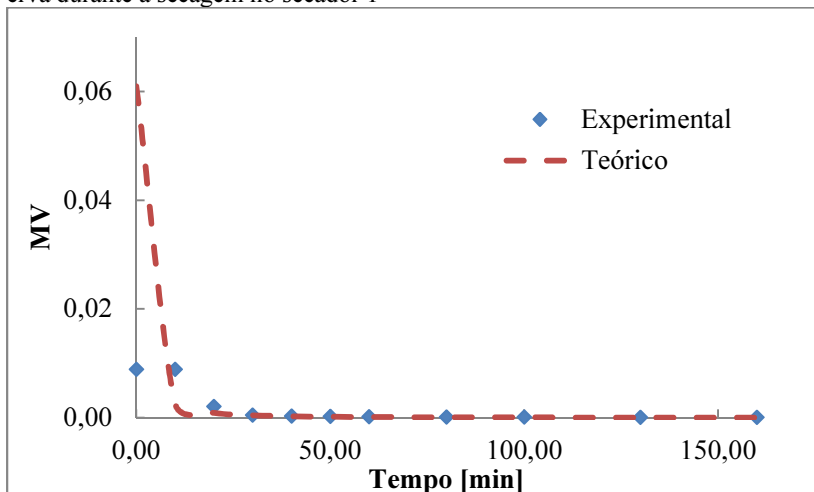


Figura 6.37– Validação do transiente da vazão de vapor de água liberada pela erva durante a secagem no secador 1



Observa-se na Figura 6.37 que para tempos maiores que 10 minutos o modelo descrito pelas equações (4.40) e (4.41) consegue descrever satisfatoriamente o comportamento observado nos testes experimentais. Para tempos menores de 10 minutos não é possível saber se o modelo representa ou não comportamento real da vazão mássica de vapor liberada pela erva, isto porque não foi possível determinar em forma experimental o comportamento da taxa de vapor liberado, mas somente a vazão média de vapor durante esse período.

Outra forma de determinar se o modelo descrito pelas equações (4.40) e (4.41) descrevem o comportamento da vazão mássica de vapor liberada pela folha, é através do balanço de massa no secador 1. Para isto foram instalados três sensores de umidade relativa e temperatura marca AHLBORN modelo FHA646E1C como o mostrado na Figura 3.7. O primeiro sensor foi montado na entrada da câmara de secagem, na saída do sistema de aquecimento (ponto 1), o segundo foi montado na saída da câmara de secagem (ponto 3) e o último foi deixado no ambiente (ponto 0). Com a ajuda do software MATLAB e através das equações (4.98) e (4.100), os transientes da fração mássica de água no ar foram determinados teoricamente para as posições pontos 1 e 2, os quais foram comparados com os dados experimentais obtidos com os sensores de umidade relativa. Nas Figuras 6.38 e 6.39 são apresentados os resultados destas comparações.

Figura 6.38– Validação do transiente da fração mássica de vapor de água no ar no ponto 1

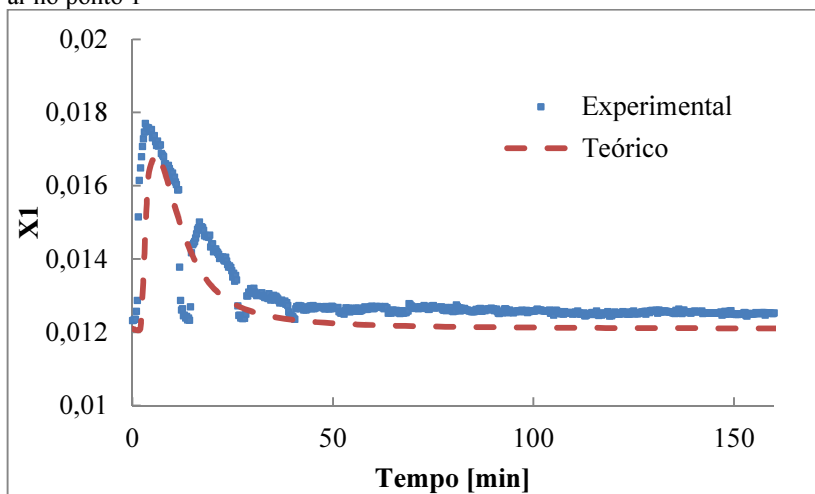
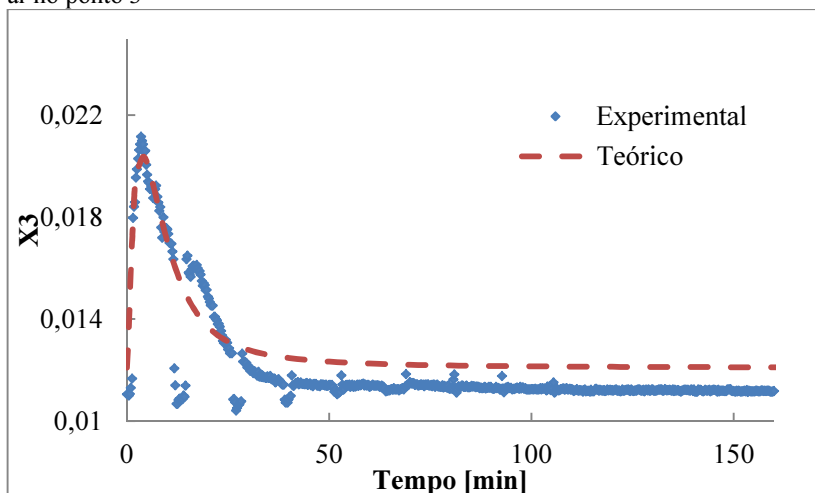


Figura 6.39– Validação do transiente da fração mássica de vapor de água no ar no ponto 3

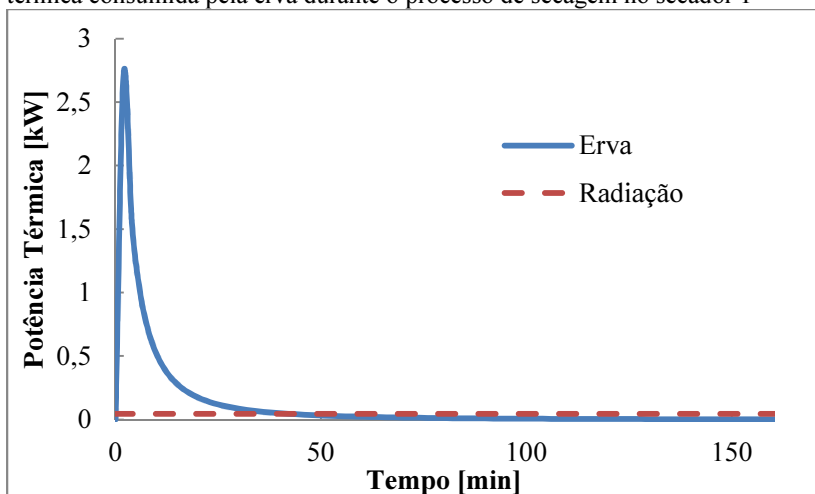


Observa-se tanto na Figura 6.38 como na Figura 6.39 que os modelos matemáticos descrevem com bastante precisão o transiente da fração mássica de água no ar nas posições 1 e 3, respectivamente. Isto permite concluir que as equações (4.40) e (4.41) representam

satisfatoriamente a vazão mássica de vapor liberada pela folha durante todo o processo de secagem e que as equações 4.98 e 4.100 permitem determinar com bastante precisão o transiente da fração mássica de água nos pontos estudados.

Utilizando as equações apresentadas na seção 4.7 se calculou a potência térmica radiativa média que as resistências elétricas aportam no processo de secagem, obtendo-se um valor médio de 44,51 W. Na Figura 6.40 é apresentada a comparação entre a energia térmica radiativa fornecida pelas resistências e a energia total absorvida pela erva durante o processo de secagem. Pode-se observar que a radiação é praticamente desprezível nos primeiros 50 minutos do processo. É importante destacar que o valor da radiação média foi determinado considerando-se a temperatura das resistências constantes durante todo o processo. Porém, à medida que a erva libera menos vapor de água ao ambiente, o sistema requer um aporte menor de energia, e, assim, as resistências elétricas diminuem sua temperatura de operação, fazendo que a radiação térmica radiativa seja menor durante este período.

Figura 6.40– Comparação entre a potência térmica radiativa e a potência térmica consumida pela erva durante o processo de secagem no secador 1



Para analisar as equações relacionadas ao balanço de energia considerou-se que a temperatura ambiente T_0 e a temperatura na entrada da câmara de secagem T_2 são constantes, ainda que o comportamento observado experimentalmente na entrada da câmara de

secagem apresentou valores maiores durante os primeiros 50 minutos do processo de secagem, como se pode observar na Figura 6.41.

Os resultados obtidos através das equações (4.97), (4.99) e (4.101), foram comparados com os dados experimentais de temperatura, obtidos através dos termopares instalados no secador 1, conforme detalhado no Capítulo 3. Nas Figuras 6.42 e 6.43 são apresentadas as comparações entre os resultados teóricos e experimentais para o transiente da temperatura na entrada do sistema de aquecimento T_1 e a temperatura na saída da câmara de secagem T_3 .

Observa-se, em ambos os casos, que após dos primeiros 50 minutos da secagem, o modelo representa satisfatoriamente os dados obtidos de forma experimental e os erros existentes podem ser associados aos erros dos termopares e às perdas de calor na câmara de secagem. Para os primeiros 50 minutos de secagem, o modelo apresenta um maior afastamento dos dados, apresentando temperaturas muito menores que as medidas experimentalmente. Isto se deve principalmente ao fato de que o modelo considera a temperatura na entrada da câmara de secagem constante, o que não ocorre, como se observa na Figura 6.41, nos primeiros 50 minutos do processo, onde a temperatura na entrada da câmara apresenta valores superiores à média da temperatura utilizada no modelo. Caso esta diferença fosse considerada no modelo, os valores teóricos na entrada da câmara seriam maiores e modelo e dados experimentais apresentariam melhor comparação. Apesar destas diferenças, pode-se concluir que o modelo matemático utilizado tanto para o balanço de massa como de energia no secador 1 são válidos e podem ser utilizados para o projeto térmico de secadores que apresentem este tipo de configuração.

Figura 6.41– Transiente da temperatura na entrada da câmara de secagem e no ambiente

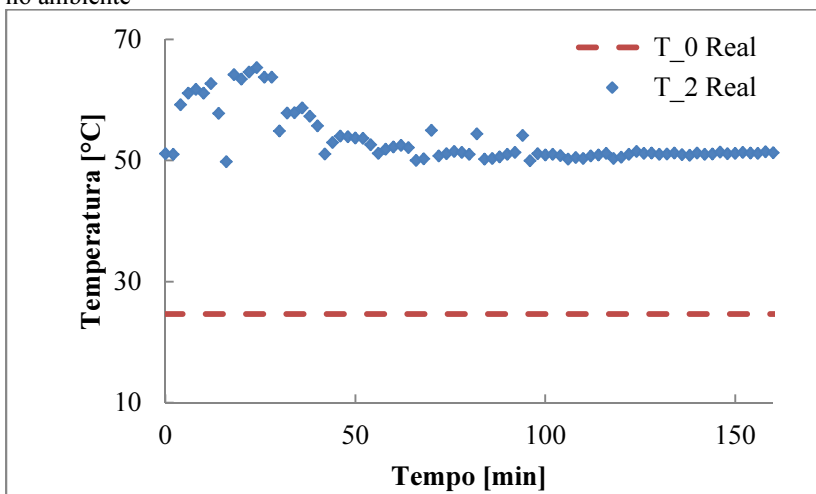


Figura 6.42– Validação do transiente de temperatura no ponto 1

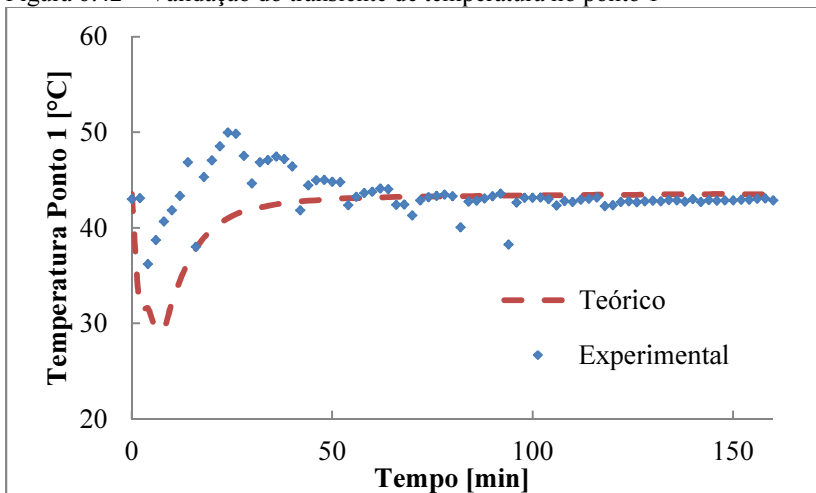
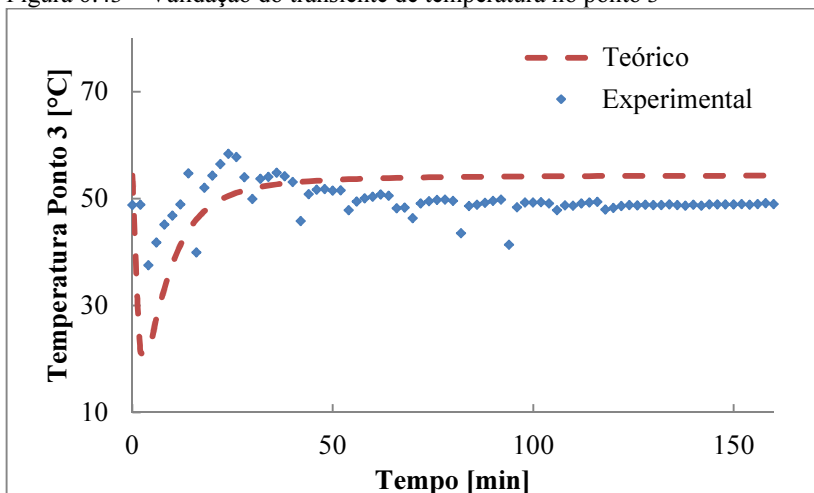


Figura 6.43– Validação do transiente de temperatura no ponto 3



A Figura 6.44 apresenta a distribuição da temperatura dentro da câmara de secagem, obtida a partir de dados experimentais, para o início do processo de secagem. Pode-se observar que praticamente toda a câmara tem a mesma temperatura, que varia de 50 a 53 °C. Após o início da secagem, aproximadamente aos 20 minutos, a erva se encontra no seu pico de liberação de vapor, produzindo uma diminuição na temperatura do ar, após passar pela bandeja com a erva, gerando um gradiente de temperatura na câmara de secagem, ou seja a temperatura do ar de secagem na entrada da câmara é maior que a temperatura no centro da câmara como se pode observar na Figura 6.45. Na verdade, no centro da câmara encontra-se um sensor de temperaturas responsável por gerar ao painel de controle o sinal responsável por manter, programada pelo usuário, a temperatura nessa zona, neste caso a regulação foi de aproximadamente 53 °C. Assim, considerando que a liberação de vapor de água por parte da erva é resultado do fornecimento de energia a partir do ar de secagem, é necessário que a temperatura na entrada da câmara seja suficientemente alta, para que, após passar pela bandeja, a temperatura do ar na região central do secador seja a programada pelo usuário. Esta observação também justifica parcialmente, a temperatura observada na entrada da câmara de secagem, na Figura 6.41. Finalmente, observa-se, na Figura 6.46, que no minuto 150 do processo de secagem, a distribuição de temperatura na câmara de secagem volta ser

homogênea como a observada no início do processo. Assim confirma-se a hipótese de que, quanto maiores as taxas de vapor liberadas pela folha, maior é o gradiente de temperatura na câmara de secagem, em secadores como o tipo de configuração de secador 1.

Figura 6.44– Distribuição da temperatura na câmara de secagem no início do processo de secagem

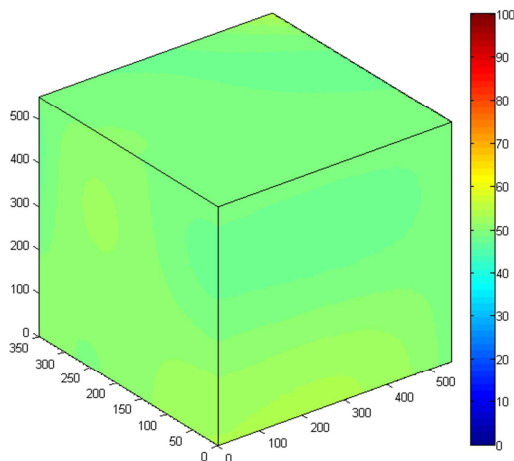


Figura 6.45– Distribuição da temperatura na câmara de secagem no minuto 20

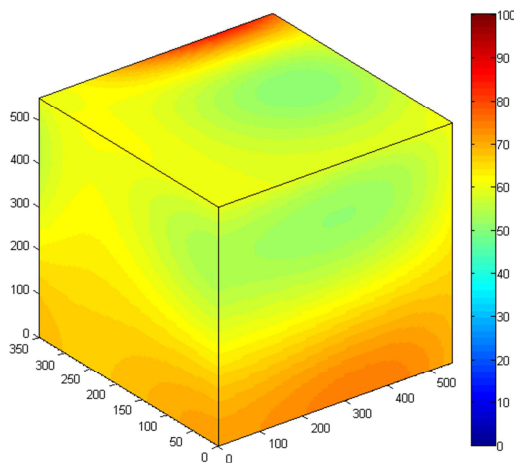
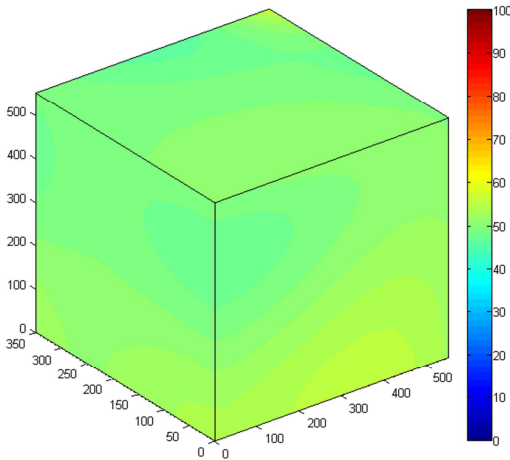


Figura 6.46– Distribuição da temperatura na câmara no minuto 150



6.4.4. Balanços de massa e energia para o secador 2

De forma diferente em relação ao secador 1, o forno para cocção de pães adaptado (secador 2) apresenta uma configuração onde ar de secagem turbulento circula pela câmara e escoar em diferentes direções, devido ao misturador que se encontra montado na parede oposta à porta do forno. Isto origina uma distribuição de temperatura dentro da câmara de secagem altamente homogênea, como já foi estudado por Mantelli et al.[2] (2006).

Para validar as equações apresentadas na seção 4.9 para os balanços de massa e energia no secador 2, foi realizado um teste de secagem com 3981,3 g de erva hortelã-comum, a qual foi distribuída em três bandejas de 0,317 m² de superfície de secagem cada, o que significa que a relação massa/superfície para este teste foi de $R_{MS} = 4,18 \text{ kg/m}^2$. O misturador foi mantido, durante todo o processo, a uma frequência de giro de 50 Hz, resultando com escoamento do ar com um número de Reynolds de $2,73 \times 10^5$. A vazão mássica de ar de renovação foi mantida em $0,00218 \pm 0,0004 \text{ kg/s}$.

Da mesma forma que na seção anterior, a primeira etapa usada para a validação dos modelos associados aos balanços de massa e energia, consiste no ajuste do modelo do comportamento transiente da razão de umidade na erva. No primeiro teste executado, a

quantidade de massa de erva “in natura” utilizada na secagem foi superior à capacidade do secador em manter a umidade relativa do ar em condições aceitáveis de secagem. Desta forma, não foi possível ajustar os dados experimentais da razão de umidade ao modelo de Kassem da equação (4.17) durante todo o processo de secagem. Assim, novos modelos foram empregados, para uma secagem em duas etapas: tempos menores a uma hora, considerando o modelo de Kassem com $a=0,0001$ e $k=0,5$ e tempos maiores que uma hora, onde o seguinte modelo foi proposta para esse intervalo:

$$\overline{RU}(t) = b \cdot \ln(t) + c \quad (6.11)$$

onde $b=0,526$ e $c=5,2254$, são as constantes de ajuste deste modelo logarítmico.

Na Figura 6.47 se apresenta os dados experimentais obtidos para a razão de umidade, que são comparados com os modelos de Kassem e o modelo logarítmico da equação (6.11). Pode-se observar que, nos primeiros 60 minutos, o modelo de Kassem representa muito bem cada um dos pontos experimentais, porém, após o minuto 60, o modelo de Kassem não consegue representar o processo de secagem, sendo os dados experimentais melhor ajustados pelo modelo logarítmico. Assim, na Figura 6.48, apresenta-se o comportamento transiente da razão de umidade, utilizando os modelos nas faixas de tempo que apresentam melhor ajuste aos dados experimentais.

Figura 6.47– Comparação entre os modelos para a determinação do transiente da razão de umidade

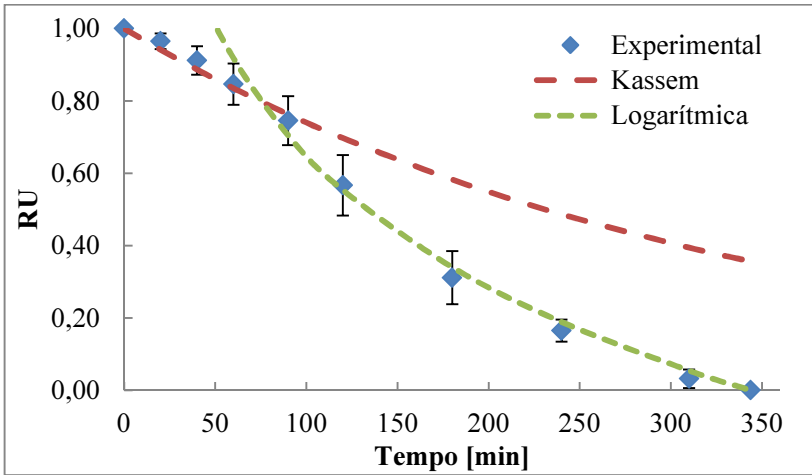
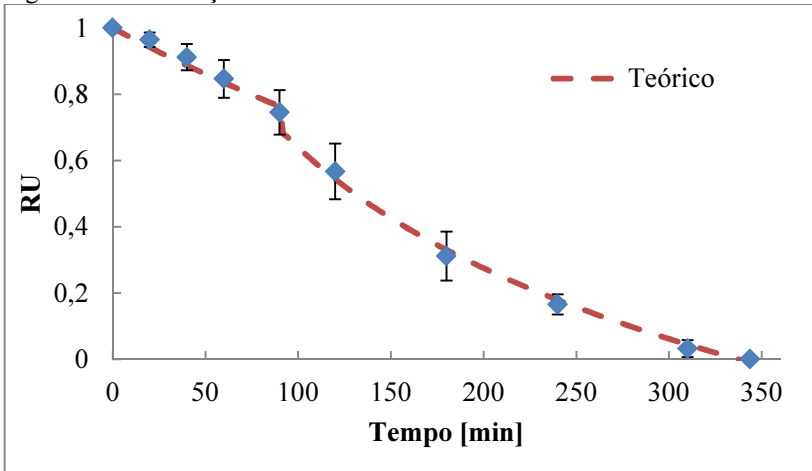
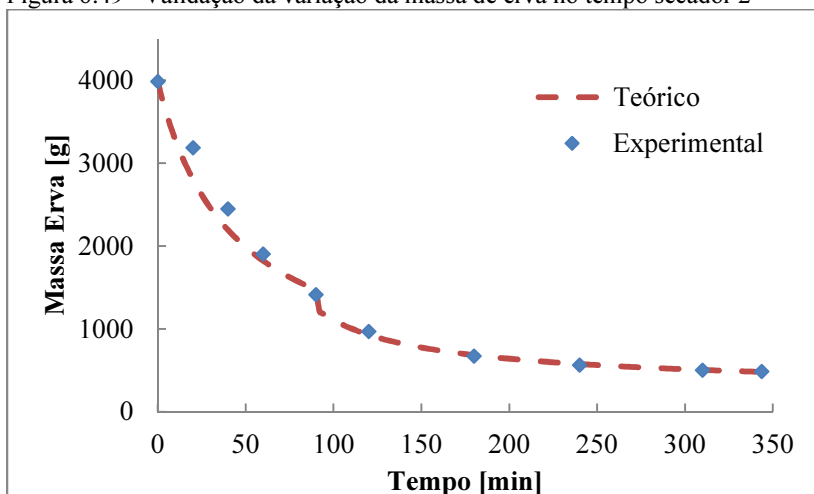


Figura 6.48– Validação do transiente da razão de umidade secador 2



Uma vez validado o modelo que descreve o transiente da razão de umidade, pode-se determinar, através da equação (4.37), a variação da massa de erva no tempo, cujos resultados são plotados junto com os dados experimentais na Figura 6.49, onde é possível observar que a variação de massa no tempo é bem descrita pelo modelo da equação (4.37).

Figura 6.49– Validação da variação da massa de erva no tempo secador 2



Está apresentado, na Figura 6.50, um gráfico do parâmetro da vazão mássica adimensional de vapor liberado pela erva (MV) em função do tempo, conforme modelado pelas equações (4.40) e (4.41). Observa-se que, neste caso, igualmente ao observado no secador 1, nos primeiros minutos de secagem o modelo apresenta um pico máximo de liberação de vapor de água por parte da erva, o que não pôde ser verificado pelos dados experimentais. Assim, com o objetivo de estudar mais profundamente a vazão mássica liberada pela erva e seu efeito na fração mássica de água no ar da câmara de secagem, realizou-se uma experiência similar à realizada no secador 1. Desta forma, foram instalados três sensores de umidade relativa e de temperatura da marca AHLBORN modelo FHA646E1C: o primeiro sensor foi montado no centro da câmara de secagem, o segundo foi montado na saída da câmara de secagem e o último foi deixado no ambiente. Os dados obtidos a partir deste teste foram comparados com o comportamento transiente da fração mássica, obtido teoricamente através da equação (4.113), considerando que, em todos os pontos da câmara de secagem, a fração mássica é a mesma. Na Figura 6.51 se apresenta o resultado desta comparação.

Figura 6.50– Validação do transiente da vazão de vapor de água liberada pela erva durante a secagem no secador 2

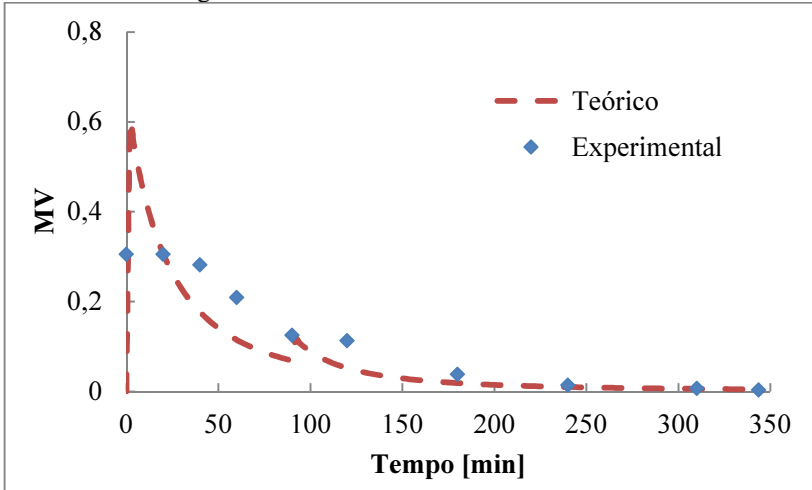
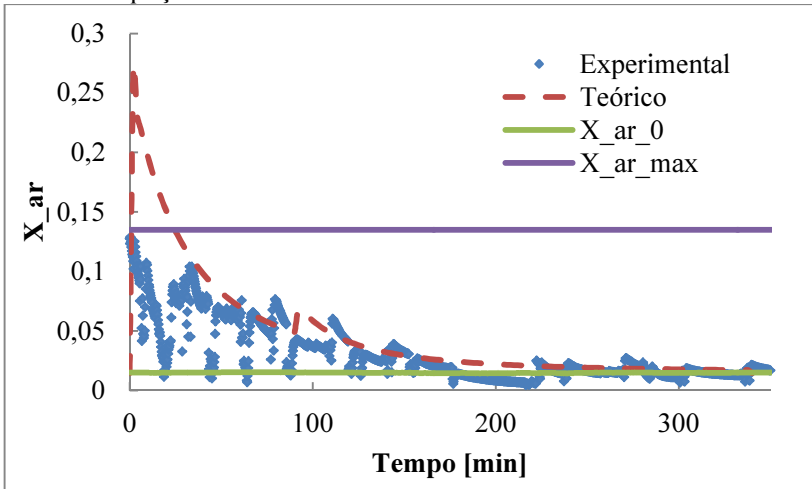


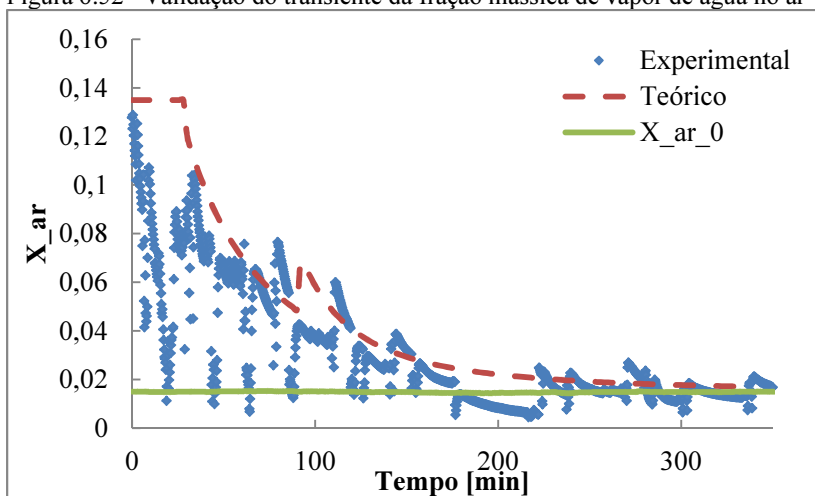
Figura 6.51– Comparação dos dados experimentais e os obtidos teoricamente através da equação 4.113



Observa-se, na Figura 6.51, que o modelo apresenta diferenças grandes nos primeiros 30 minutos de secagem. A principal causa desta diferença se deve ao fato de que o modelo considera a fração mássica máxima de vapor de água que o ar é capaz de absorver

antes de saturar. Na Figura 6.52, uma curva obtida a partir da equação (4.113) em função do tempo é mostrada, onde se leva em consideração este efeito, ou seja, cada vez que o valor da fração mássica de vapor de água no ar, obtida pelo modelo, se mostrou maior que a fração mássica crítica de saturação do vapor de água no ar (para as condições de operação), o valor da fração mássica assumida seria esta última e não ao valor obtido através da equação (4.113). Experimentalmente se observou, nos primeiros minutos de secagem, uma acumulação de água na base do secador, causada pela condensação do vapor de água no ar. Isto reforça a necessidade de impor no modelo da equação (4.113) a restrição de saturação.

Figura 6.52– Validação do transiente da fração mássica de vapor de água no ar



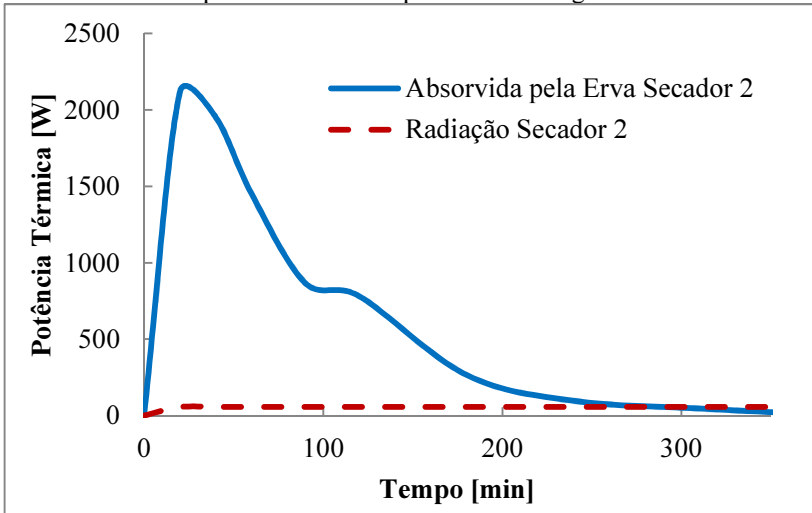
Observa-se, nas Figuras 6.51 e 6.52, que o transiente experimental da fração mássica do vapor de água no ar apresenta periodicamente quedas bruscas no seu valor. Isto se deve ao fato que, durante o processo de secagem, a porta do secador foi aberta para a retirada de erva para que as medições da massa de erva fossem feitas. Assim, em cada abertura da porta do secador, o ar é renovado, principalmente devido à ação do misturador montado na parede oposta à porta do forno e a fração mássica do vapor de água no ar de secagem atinge momentaneamente a mesma fração mássica do ar ambiente. Este fato pode ser observado claramente na Figura 6.52. Este problema não é tão pronunciado no secador 1 (Figura 6.39), que possui um

sistema de desligamento automático do ventilador quando a porta é aberta, evitando assim renovar total o ar de secagem.

Desta forma, e apesar das diferenças existentes entre os dados experimentais e o modelo, pode-se considerar que o modelo matemático utilizado para o balanço de massa no secador 2 é válido e pode ser utilizado para o projeto térmico de secadores similares aos estudados.

Para avaliar a potência térmica radiativa média que os evaporadores dos termossifões em árvore são capazes de fornecer ao processo de secagem, são utilizadas as equações apresentadas na seção 4.7. O valor médio obtido para a troca de calor por radiação foi de 55,63 W. Na Figura 6.53, é apresentada a comparação entre a energia térmica radiativa fornecida pelos evaporadores e a potência total absorvida pela erva durante o processo de secagem, onde se pode observar que a participação da radiação no processo de secagem pode ser considerada desprezível.

Figura 6.53– Comparação entre a potência térmica radiativa e a potência térmica consumida pela erva durante o processo de secagem no secador 2



As Figuras 6.54, 6.55 e 6.56 mostram a distribuição da temperatura na câmara de secagem no início, aos 20 e aos 200 minutos após iniciado o processo. Pode-se observar que não as distribuições de temperatura são bastante uniformes e em níveis semelhantes nas três Figuras, o que permite concluir que a configuração do secador 2 é

ideal para a secagem de ervas finas, já que este projeto é capaz de produzir equipamentos que mantêm uma temperatura ótima de secagem em todos os pontos da câmara.

O homogeneidade da distribuição da temperatura no ar de secagem permite que o comportamento da secagem da erva, nas três bandejas estudadas, seja praticamente o mesmo, sendo que a umidade de equilíbrio higroscópico com o ar é alcançada ao mesmo tempo, como pode ser observado de forma clara no transiente da razão de umidade apresentado na Figura 6.57. Isto difere com o comportamento observado na Figura 6.21 para a secagem de três bandejas no secador 1, onde as bandejas inferiores atingem o equilíbrio higroscópico com o ar primeiro que as bandejas superiores.

Figura 6.54– Distribuição da temperatura dentro da câmara de secagem do secador 2 ao início do processo de secagem

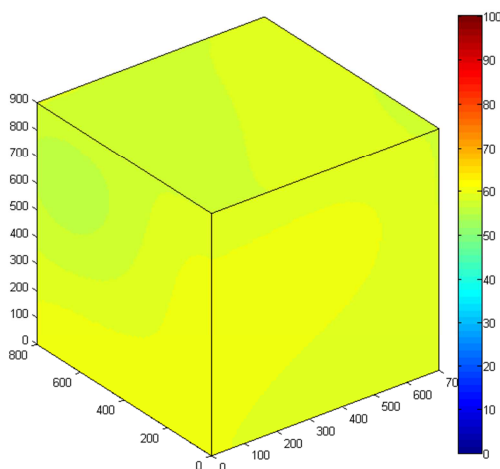


Figura 6.55– Distribuição da temperatura na câmara de secagem do secador 2 ao minuto 20 do processo de secagem

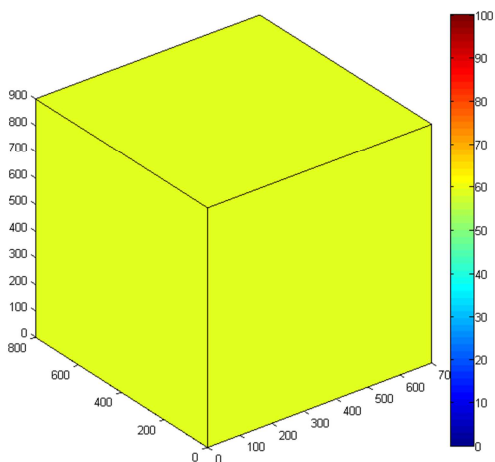


Figura 6.56– Distribuição da temperatura na câmara de secagem do secador 2 no minuto 200 do processo de secagem

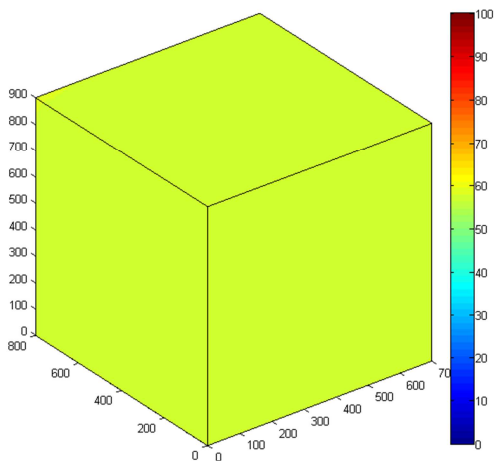
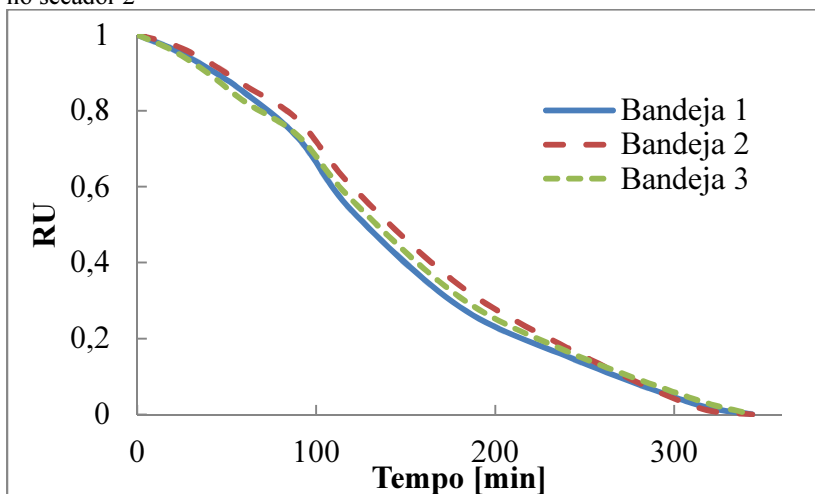


Figura 6.57– Efeito do número de bandejas no transiente da razão de umidade no secador 2



Não foi desenvolvido um experimento que permita validar diretamente o modelo expresso pela equação (4.112), que é associada ao balanço de energia térmica no sistema. As hipóteses de homogeneidade de temperatura na câmara de secagem, utilizadas para o desenvolvimento do modelo, são validadas através das Figuras 6.54 a 6.56. Assim, pode-se deduzir que o modelo descrito pela equação (4.112) permite conhecer a potência térmica consumida pelo secador durante todo o processo de secagem.

6.5. COMPARAÇÃO ENTRE OS DIFERENTES SECADORES

Uma vez que os modelos matemáticos para a determinação da capacidade e do consumo de potência térmica nos secadores 1 e 2 foram validados, é necessário determinar qual dos dois projetos apresenta melhor comportamento térmico na secagem de *Melissa Officinalis*, erva de interesse da Baldo S.A para o caso em que equipamentos de grande porte com estas tecnologias fossem empregados na empresa. Para isto simulou-se o comportamento destes equipamentos quanto ao seu consumo e quanto à qualidade do produto (erva seca).

Na simulação do comportamento de secadores com tecnologias semelhantes as aqui denominadas de secadores 1 e 2, foi considerado o

sistema de secagem por batelada, com o objetivo de comparar apenas o consumo de potência térmica e não o método de alimentação do secador. As condições de operação dos secadores empregados no presente projeto foram as mesmas estudadas na estufa da Baldo S. A., ou seja, temperatura média do ar de secagem foi de 40°C e capacidade máxima dos secadores de 76,92 kg/h de *Melissa officinalis* “in natura”, que corresponde à máxima capacidade que atualmente se consegue secar na empresa, quando os dois secadores disponíveis operam ao mesmo tempo. O teor de umidade inicial em base úmida foi de $U_w^0 = 84,1\%$ e o foi considerado como tempo final de secagem quando o teor de umidade atinge um valor de $U_w^* = 14,0\%$.

Como variáveis de entrada para as simulações dos secadores, foram utilizadas a curva de secagem obtida na bandeja A3 da estufa de Baldo, conforme apresentado no capítulo 3. Foi utilizado o modelo de Kassem para ajustar os dados experimentais, utilizando como constantes de ajuste: $a=0,155$ e $k=0,0007$. A relação de massa superfície/considerada foi de $R_{MS} = 2,5 \text{ kg/m}^2$, com uma velocidade média de escoamento de 1,0 m/s. O tempo total da secagem a $T=40^\circ\text{C}$ foi de aproximadamente de 13,5 horas, o que está de acordo como os resultados obtidos por Argyropoulos et al. (2011), para a secagem de “*Lemon Balm*” (*Melissa Officinalis* L.), para uma relação de massa superfície de $2,2 \text{ kg/m}^2$ e uma velocidade de secagem de 0,2 m/s. O tempo de secagem observado por estes autores foi de aproximadamente 10 horas.

Argyropoulos et al. (2012) apresentam uma correlação para o calor isotérmico de sorção, que depende do teor de equilíbrio higroscópicos da erva, que foi utilizado nos balanços de energia para ambos os secadores. Nas equações a seguir são mostradas estas correlações para a folha e o talo, respectivamente:

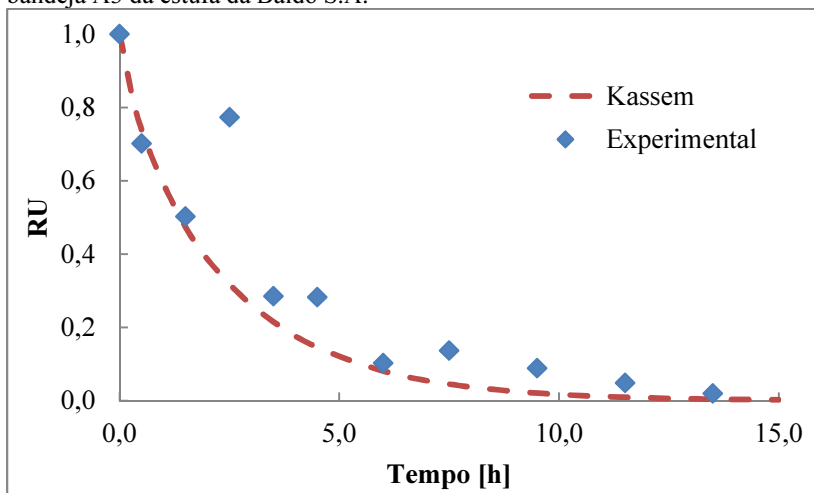
$$Q_{st} = 467,5 \exp(-8,802U_d^*) + \Delta h_{AB} \quad (6.12)$$

$$Q_{st} = 471,3 \exp(-9,348U_d^*) + \Delta h_{AB} \quad (6.13)$$

Na Figura 6.58, são apresentados os dados experimentais obtidos na bandeja A3 da estufa da Baldo S.A. para a secagem de *Melissa Officinalis*, e a curva da função obtida a partir do ajuste dos dados experimentais, utilizando o modelo de Kassem. É importante

destacar que o modelo de Kassem foi ajustado com base na cinética da secagem, considerando que a distribuição do ar na bandeja é homogênea. O ponto A3, apresentou um escoamento mais uniforme em comparação aos outros pontos estudados no Capítulo 5, devido à sua localização na câmara de secagem, na saída do ar desde do trocador de calor.

Figura 6.58– Ajuste do modelo de Kassem ao dados experimentais obtidos na bandeja A3 da estufa da Baldo S.A.



Como foi apresentado na Figura 6.57 para o secador 2, o número de bandejas de ervas montadas na câmara de secagem não afeta a distribuição transiente da razão de umidade. Assim, para a simulação do secador 2, o comportamento da secagem da erva, em cada uma das bandejas, é representado pelo modelo de Kassem apresentado na Figura 6.58.

Já no caso do secador 1, e segundo os resultados obtidos na seção 6.3.4, o comportamento da secagem em cada uma das bandejas é afetado pela posição desta na câmara de secagem. Este comportamento resulta no aumentando do tempo final de secagem nas bandejas superiores. A erva seca nas bandejas 2 e 3 apresentaram difusividades efetivas médias de 34,3% e 56,2% menores que a tratada na bandeja 1. Assim, para poder estimar o comportamento da secagem da *Melissa* em cada uma das bandejas, determina-se a difusividade efetiva da água na erva, para as ervas secas na primeira bandeja, considerando que, para *Melissa officinalis*, as diferenças entre as difusividades efetivas

nas bandejas 2 e 3 em relação á bandeja 1 seriam semelhantes às observadas na secagem da hortelã-comum (*Mentha x Villosa Huds*).

Na Figura 6.59 se apresenta a curva de dependência da difusividade efetiva de erva *Melissa Officinalis* com a sua posição na bandeja, dentro da câmara de secagem. Note-se que o comportamento do transiente da razão de umidade, assim como também do tempo final do processo de secagem, depende deste parâmetro, como pode ser observado na Figura 6.60.

Figura 6.59– Efeito do número de bandejas na difusividade efetiva média da água na erva *Melissa officinalis*.

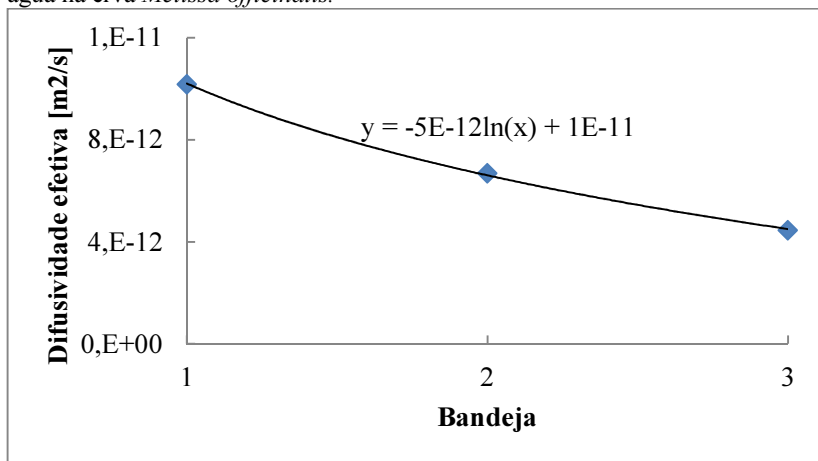
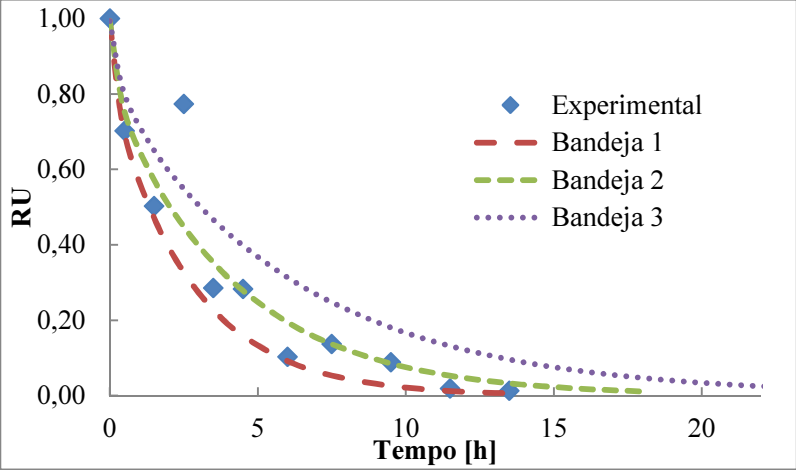


Figura 6.60– Efeito do número de bandejas no transiente da razão de umidade no secador 1 para a secagem de *Melissa officinalis*



Foram ajustados os transientes da razão de umidade da Figura 6.60 ao modelo de Kassem, onde as constantes de integração para cada bandeja são apresentadas na tabela 6.12.

Tabela 6.12– Resultado da validação

	Bandeja 1	Bandeja 2	Bandeja 3
a	0,155	0,155	0,155
k	0,0007	0,00049	0,00033

Para que o transiente da razão de umidade da erva durante o processo de secagem se comporte de forma similar como observado nas Figura 6.58 (para o secador 2), e Figura 6.60 (para o secador 1), é necessário manter as condições de temperatura e de umidade relativa do ar dentro da câmara de secagem constante durante todo o processo. Isto significa que não deve existir variação na massa de vapor de água e na energia dentro da câmara de secagem, ou seja:

$$\left. \frac{\partial M_{ar} X_{ar}}{\partial t} \right|_{VC} = 0 \tag{6.14}$$

$$\left. \frac{\partial E}{\partial t} \right|_{VC} = 0 \quad (6.15)$$

A configuração do secador 1 não permite manter homogênea a temperatura e a umidade relativa do ar dentro da câmara de secagem, uma vez que a temperatura diminui e a umidade aumenta no sentido de baixo para acima, e assim, a capacidade de secagem do ar. Assim, o tempo final de secagem nas bandejas inferiores é menor que o tempo obtido nas bandejas superiores, fenômeno que pode ser observado na Figura 6.60.

Na simulação da secagem do secador 1, a temperatura e umidade relativa do ar no ponto 4 da Figura 6.61, são mantidas constantes durante todo o processo. Para conseguir este tipo de comportamento, é necessário que as condições das equações (6.14) e (6.15) sejam incorporadas às equações de conservação de massa e energia para o secador 1 conforme apresentada no Capítulo 4. Desta maneira, se obtém a máxima vazão mássica adimensional de vapor que a erva pode liberar na câmara de secagem, para manter as condições de temperatura e umidade relativas do ar de secagem no ponto 4 constantes durante todo o processo, resultando em:

$$MV_{\max} = MV_1 + MV_2 = \left(\frac{X_4 - X_1}{1 - X_4} \right) \quad (6.16)$$

onde MV_1 e MV_2 são as vazões adimensionais de vapor liberado pelas folhas nas bandejas 1 e 2, respectivamente, e X_4 e X_1 correspondem à frações mássicas de vapor de água no ar no ponto 4 e no ponto 1 da Figura 6.61, respectivamente.

Portanto, para manter constantes as condições de temperatura e umidade relativa do ar no ponto 4, a soma das vazões mássicas de vapor adimensional liberado pelas ervas nas bandejas 1 e 2 não deve ser maior que um certo valor que depende da diferença entre a fração mássica de vapor de água no ar que deve ser mantida no ponto 4 e fração mássica de vapor de água no ar que o sistema de renovação é capaz de fornecer.

A configuração do secador 2 permite que a distribuição da temperatura e da umidade relativa do ar na câmara de secagem sejam altamente homogêneas, podendo ser mantidas constantes durante todo o processo de secagem, quando a massa de vapor liberada pelas ervas

está dentro da capacidade máxima de secagem do secador; caso contrário, o vapor de água começa a se acumular no ar de secagem, chegando até os níveis de saturação, como foi observado na Figura 6.52, gerando um aumento no tempo final da secagem e um maior consumo de energia durante todo o processo.

Para se conhecer a máxima vazão mássica adimensional de vapor que a erva pode liberar na câmara de secagem do secador 2, mantendo as condições de temperatura e de umidade relativa do ar constantes durante todo o processo, as equações (6.14) e (6.15) são substituídas nos balanços de massa e energia do Capítulo 4. Observa-se, na equação (6.17), que a capacidade máxima do secador 2 é restrita pelas frações mássicas de vapor de água no ar ambiente e pela fração mássica do vapor de água no ar de secagem da câmara.

$$MV_{\max} = \left(\frac{X_s - X_0}{1 - X_s} \right) \quad (6.17)$$

onde X_0 e X_s correspondem á frações mássicas de vapor de água no ar na entrada e saída da câmara de secagem, como pode se observar na Figura 6.62.

O transiente da vazão mássica adimensional de vapor que a erva libera na câmara de secagem em qualquer um dos secadores estudados, pode ser determinada substituindo a equação (4.41) na equação (4.40), resultando em:

$$MV(t) = \frac{M_T^0 (1 - U_w^0) (U_w^0 - U_w^*)}{\dot{m}_0(t) \left[(1 - U_w^*) - (U_w^0 - U_w^*) \overline{RU}(t) \right]^2} \frac{d}{dt} \overline{RU}(t) \quad (6.18)$$

onde M_T^0 é massa “*in natura*” de erva que será secada, $\dot{m}_0(t)$ corresponde á massa de ar de renovação, U_w^0 e U_w^* são o teor de umidade inicial e final, e $\overline{RU}(t)$ é a razão de umidade na erva durante o processo de secagem. Nas equações a seguir, são apresentados: a expressão resultante do modelo de Kassem e a sua derivada, respectivamente, onde as constantes de ajustes (a e k) são apresentadas na tabela 6.12:

$$\overline{RU}(t) = a \exp(-kt) + (1-a) \exp(-akt) \quad (6.19)$$

$$\frac{d}{dt} \overline{RU}(t) = ak[(a-1) \exp(-akt) - \exp(-kt)] \quad (6.20)$$

A massa “*in natura*” de erva que será seca M_T^0 é conhecida para cada um dos secadores. Assim, uma vez conhecida a máxima vazão mássica adimensional de vapor que a erva pode liberar na câmara de secagem e as constantes de ajuste do modelo de Kassem, é possível determinar a vazão mássica de ar de renovação que o secador precisa fornecer, para manter a temperatura e umidade relativa do ar constantes durante todo o processo de secagem, ou seja:

$$\dot{m}_0(t) = \frac{M_T^0 (1 - U_w^0) (U_w^0 - U_w^*)}{MV_{\max} \left[(1 - U_w^*) - (U_w^0 - U_w^*) \overline{RU}(t) \right]^2} \frac{d}{dt} \overline{RU}(t) \quad (6.21)$$

Esta equação mostra que a principal limitação da capacidade dos secadores está no fornecimento do ar de renovação, em cada uma das configurações estudadas e apresentadas nas Figuras 6.61 e 6.62.

A potência térmica consumida durante o processo de secagem podem ser determinadas a partir das equações (4.97) e (4.112), para os secadores 1 e 2, respectivamente. É importante destacar que nos balanços de energia feitos para ambos secadores, não foram consideradas perdas térmicas na câmara de secagem, nem a potência térmica radiativa, esta última desprezível, segundo observado nas Figuras 6.40 e 6.53. O rendimento térmico total do sistema de trocador de calor com termossifões foi considerado de 75%.

Figura 6.61– Esquema do secador 1 utilizado para a simulação
Saída do Ar
do Sistema

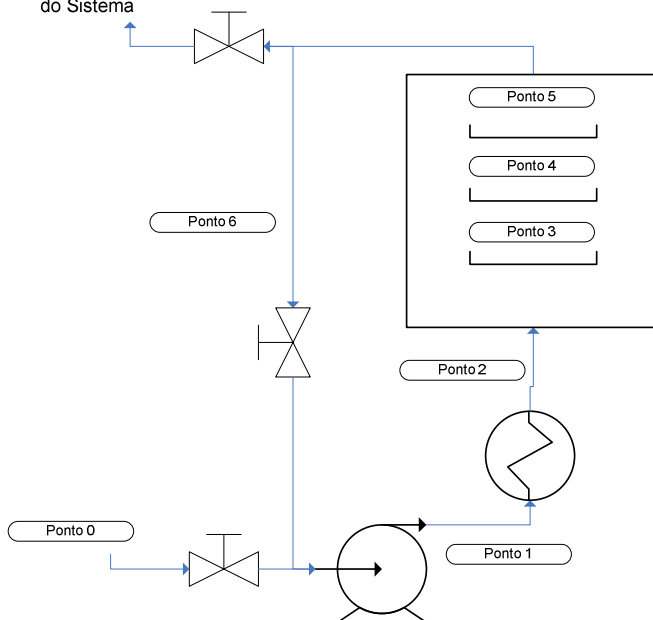
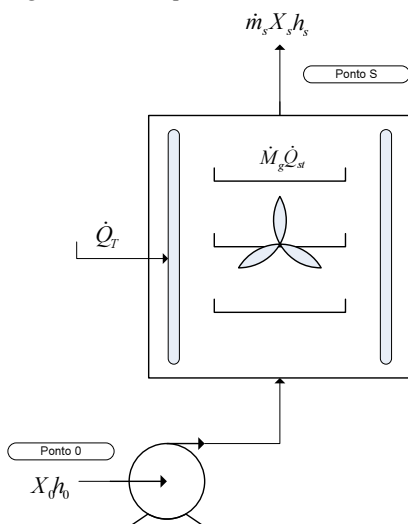


Figura 6.62– Esquema do secador 2 utilizado para a simulação



Na Figura 6.63 estão apresentados os resultados da simulação da potência térmica consumida durante a secagem de *Melissa Officinalis*, para cada um dos secadores estudados. Observa-se que, nos primeiros 12 minutos do processo de secagem, o secador 1 apresenta um consumo de potência térmica menor que o secador 2, mas após este período e até o final do processo, o secador 2 é o mais econômico em termos de consumo de potência térmica. A energia térmica total consumida pelo secador 1 foi de 14.999 kWh, e a consumida por o secador 2 foi de 5.509 kWh, assim para uma secagem de 76,92 kg/h de *Melissa officinalis* o secador 2 se apresenta como a alternativa mais adequada para a secagem, consumindo um 63,3% menos de energia térmica, quando comparado ao secador 1.

Nas Figuras 6.65 e 6.66, se apresentam as distribuições de temperatura e umidade relativas do ar de secagem na câmara de secagem do secador 1, respectivamente, e nas Figuras 6.67 e 6.68 se apresentam as distribuições de temperatura e umidade relativa do ar de secagem na câmara de secagem do secador 2, respectivamente.

Figura 6.63– Potência térmica consumida durante o processo de secagem para cada um dos secadores estudados

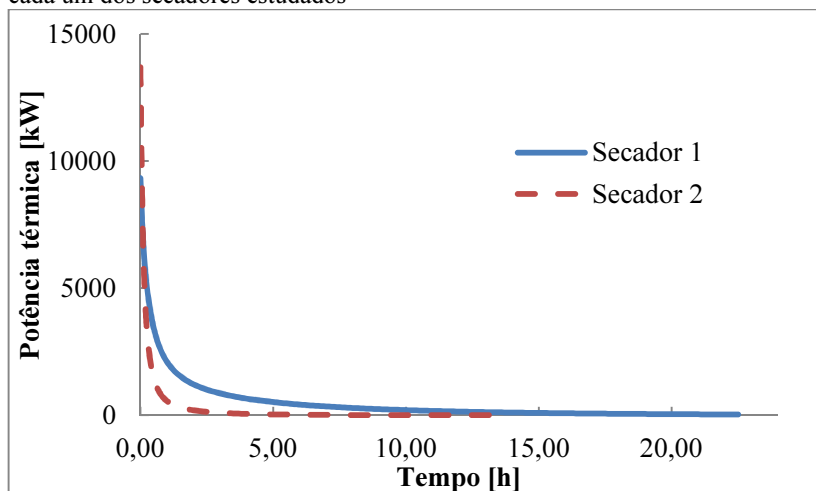


Figura 6.64– Vazão mássica de renovação de ar durante o processo de secagem para cada um dos secadores estudados.

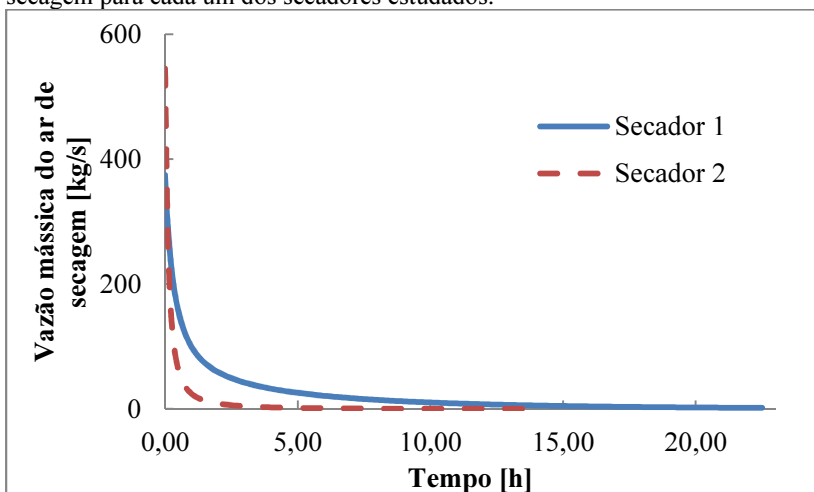


Figura 6.65– Distribuição da umidade relativa do ar na câmara de secagem do secador 1 durante a secagem de *Melissa Officinalis*.

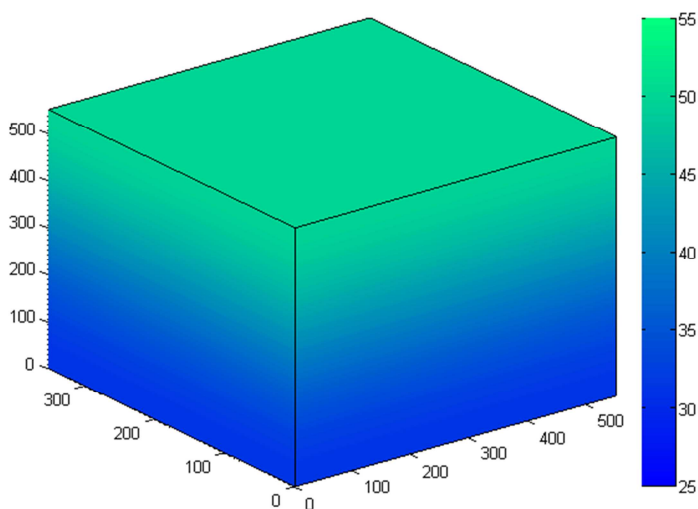


Figura 6.66– Distribuição da temperatura do ar na câmara de secagem do secador 1 durante a secagem de *Melissa Officinalis*.

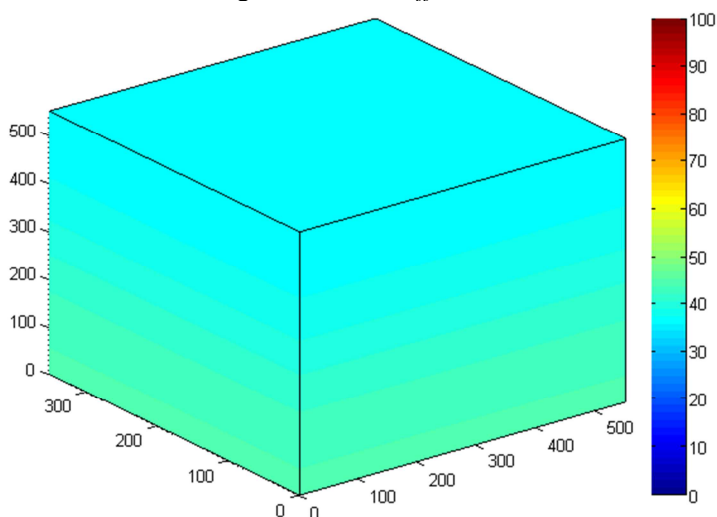


Figura 6.67– Distribuição da umidade relativa do ar na câmara de secagem do secador 2 durante a secagem de *Melissa Officinalis*.

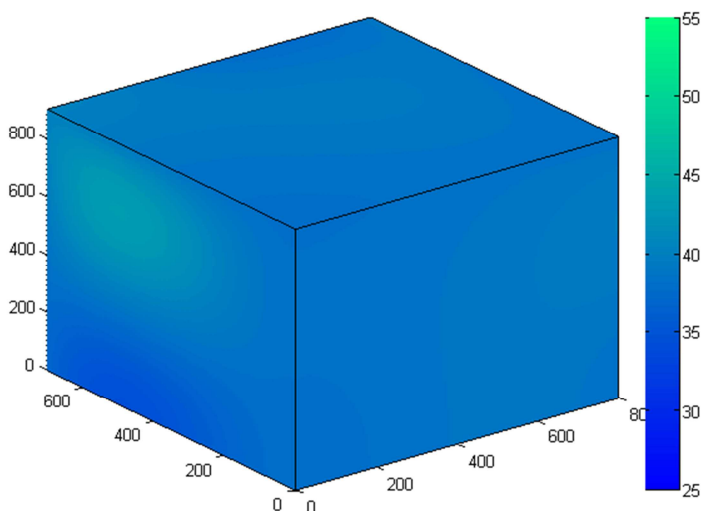
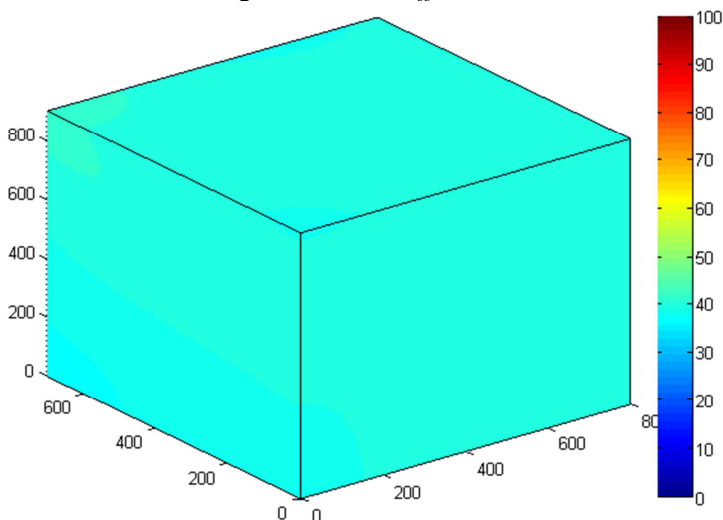


Figura 6.68– Distribuição da temperatura do ar na câmara de secagem do secador 1 durante a secagem de *Melissa Officinalis*.



Observa-se na Figura 6.65 que os maiores valores da umidade relativa do ar se encontram nas bandejas superiores, isto se deve ao fato de que, a medida que o ar escoar de baixo para cima, passando pelas bandejas inferiores, aumenta a fração mássica de vapor de água no ar, devido à liberação de vapor pelas ervas, originada pela energia fornecida pelo ar para promover o desligamento entre as moléculas no interior da erva e evaporar a água existente na erva. Desta forma, o ar de secagem diminui a sua temperatura desde a parte inferior da câmara até a parte superior, como se observa na Figura 6.66. Como consequência, o ar perde sua capacidade de secagem a medida que escoar da base ao topo da câmara de secagem, ou seja, da bandeja inferior a superior. No caso do secador 2 apresentado nas Figuras 6.67 e 6.68, se observa que, tanto a umidade relativa quanto a temperatura do ar, apresentam uma distribuição altamente uniforme em cada um dos pontos da câmara de secagem, confirmando as hipóteses de conservação de massa e energia das equações (6.14) e (6.15), respectivamente.

É importante destacar que as distribuições de umidade e temperatura para o secador 1, foram obtidas em forma teórica através dos resultados dos balanços de massa e energia realizados por simulação. No caso do secador 2, a distribuição de temperatura foi determinada experimentalmente através dos dados obtidos pelos

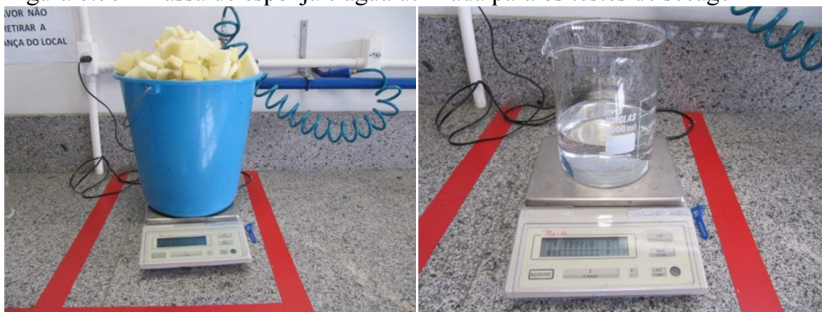
termopares montados na câmara de secagem, conforme apresentado no capítulo 3.

A distribuição da umidade relativa do ar na câmara de secagem do secador 2, foi obtida experimentalmente através de três sensores de umidade da marca AHLBORN modelo FHA646E1C, o primeiro sensor foi montado no centro da câmara de secagem (sensor padrão), os sensores 2 e 3 foram utilizados para realizar uma varredura em todos os pontos apresentados na Figura 3.56. Em total foram realizados 13 testes de secagem, onde em cada um deles foram estudados 2 pontos diferentes mais o ponto padrão localizado no centro da câmara de secagem. Para que cada um dos 13 testes realizados possuam as mesmas características de vazão mássica de vapor liberada na câmara de secagem, foram utilizados pequenos quadrados de esponjas de 45,06 mm de lado e 3,01 mm de espessura, como se observa na Figura 6.69, as quais foram embebidas com água. Para cada teste, foi utilizada a mesma quantidade de massa de esponja e massa de água com se observa na Figura 6.70. A frequência de giro do misturador (e portanto a velocidade do ar) foi mantida em todos os testes em 50Hz. O objetivo final deste experimento foi simular distribuição da umidade relativa dos 27 pontos da Figura 3.56 através de um teste de secagem só.

Figura 6.69– Esponja utilizada para simular a vazão de vapor de água liberada pela erva durante a secagem



Figura 6.70– Massa de esponja e água utilizada para os testes de secagem



O principal problema apresentado pelo secador 2, é observado na Figura 6.64, o seja, a vazão mássica de renovação de ar necessária para manter a temperatura e umidade relativa do ar constantes durante todo o processo, apresenta valores extremadamente altos durante os primeiros 12 minutos, fazendo com que a secagem neste período de tempo praticamente não ocorra. Uma forma simples de solucionar este problema, é realizar uma pré-secagem da erva no secador 1. Para isso, é necessário conhecer o tempo exato que a erva deve ficar no secador 1 antes de ser transferida para o secador 2. Na Figura 6.71, onde são apresentados os valores das vazões mássicas do ar de renovação em função da razão de umidade da erva, para cada um dos secadores estudados, se observa que, quando a erva atinge razões de umidade menores a 0,88, as vazões de renovação de ar necessárias para que o ar do secador 2 mantenha as condições de temperatura e umidade relativas constantes, são menores do que seriam necessárias se a secagem fosse realizada no secador 1. Assim, a razão de umidade de transferência da erva entre secadores, considerando somente a vazão mássica de renovação de ar, é de $\overline{RU} = 0,88$.

Na Figura 6.72 é mostrada a potência térmica consumida em função da razão de umidade da erva, para cada um dos secadores. Também se observa que, a partir da razão de umidade de $\overline{RU} = 0,88$, a potência consumida pelo secador 2 é maior á potência consumida pelo secador 1. A intersecção destas curvas de potência acontece para uma razão de umidade de transferência, considerando somente a potência térmica consumida, de $\overline{RU} = 0,82$. Este valor da razão de umidade satisfaz também o problema da vazão de renovação de ar, assim, a razão de umidade que deve atingir a erva no secador 1 antes de ser transferida para o secador 2 é de 0,82. Utilizando este valor na Figura

6.67 pode-se determinar o tempo total que a erva deve permanecer no secador 1 antes de ser transferida para o secador 2, observa-se que o tempo de em que a erva permaneceu no secador 1 é de aproximadamente 42 minutos.

Figura 6.71– Vazão mássica de renovação de ar para os secadores em função da razão de umidade na erva

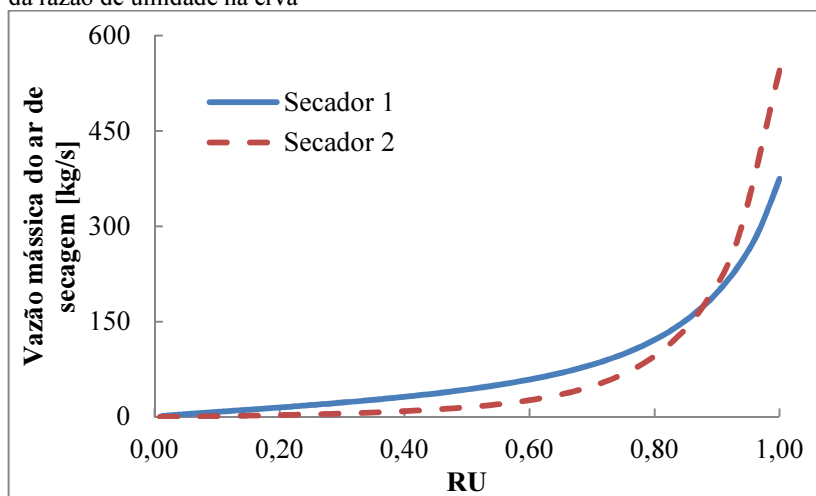


Figura 6.72– Potência térmica consumida pelos secadores em função da razão de umidade na erva

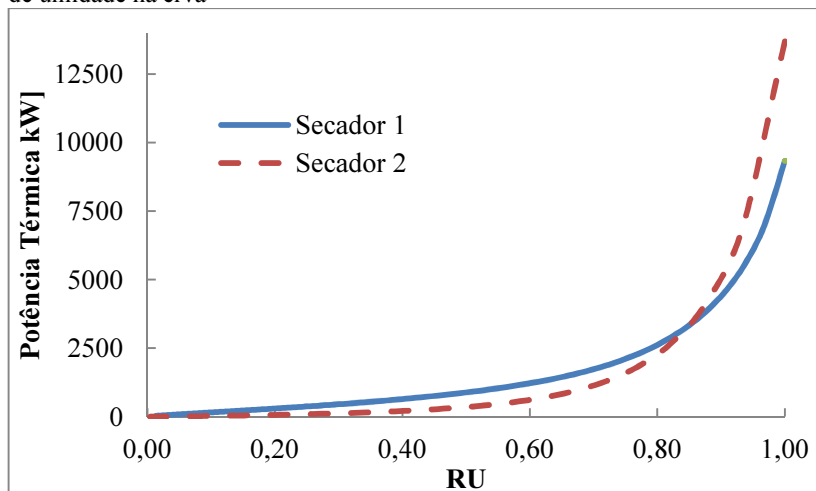
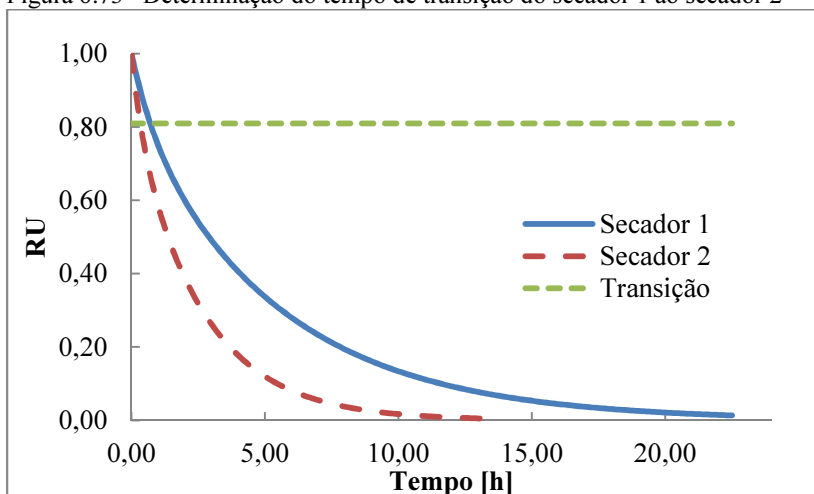


Figura 6.73– Determinação do tempo de transição do secador 1 ao secador 2



Na Figura 6.74 mostra-se uma curva do transiente da razão de umidade para o secador misto, onde se pode observar que nos primeiros 42 minutos de secagem a razão de umidade se comporta igual ao observado no secador 2, a partir do minuto 42 até o final do processo de secagem a razão de umidade apresenta um comportamento similar ao observado no secador 1. O tempo total de secagem neste secador foi de 13,9 horas.

Figura 6.74– Comparação dos transientes da razão de umidade para os secadores estudados

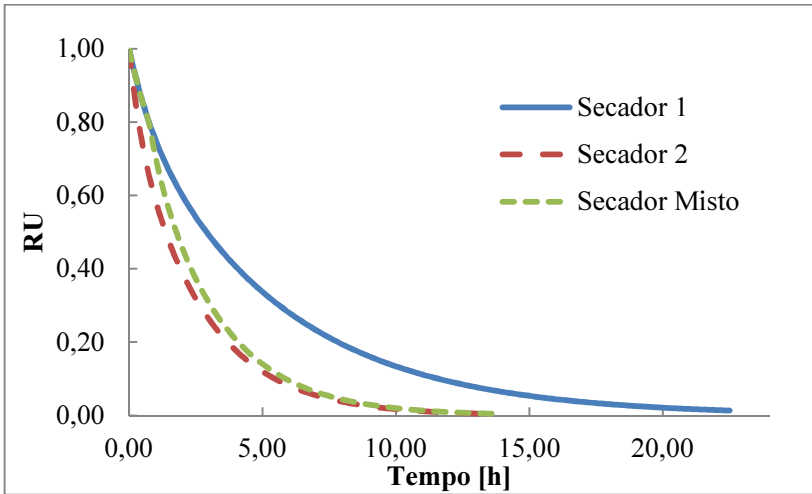


Figura 6.75– Potência térmica consumida na secagem com o secador misto

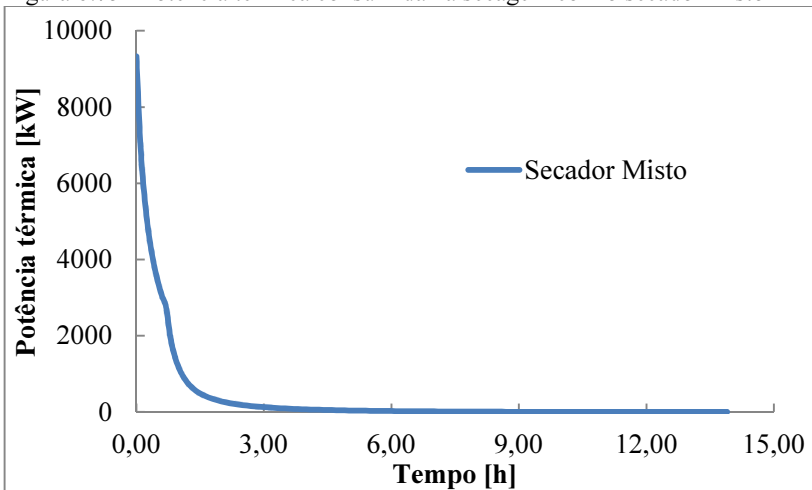
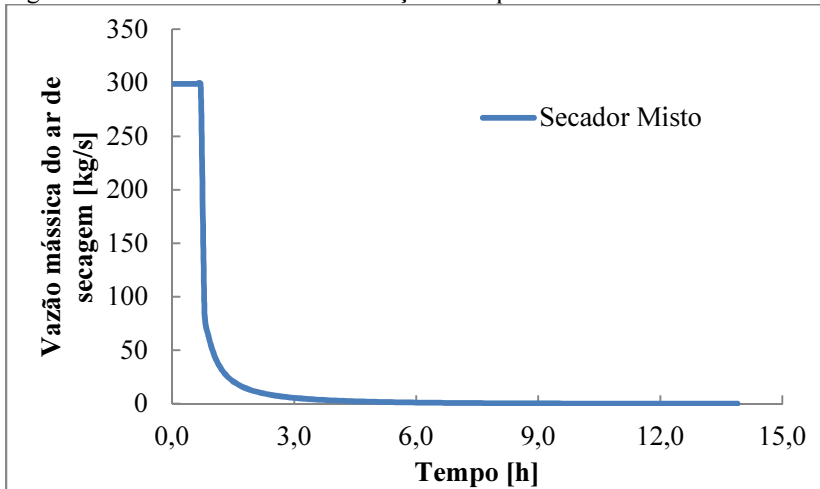


Figura 6.76– Vazão mássica de renovação de ar para o secador misto



Nas Figuras 6.75 e 6.76 se apresentam o comportamento da potência térmica consumida e a vazão mássica de ar de renovação no processo de secagem, respectivamente. Observa-se na Figura 6.75 que a potência térmica consumida durante a secagem no secador misto corresponde à superposição da potência térmica no secador 1 nos primeiros 42 minutos e do secador 2 do minuto 42 até o final do processo de secagem. A vazão mássica de renovação de ar da Figura 6.76 apresenta o mesmo comportamento anterior, observando que a vazão máxima de ar de renovação neste secador diminuiu em um 36% passando de 545 kg/s até 348 kg/s.

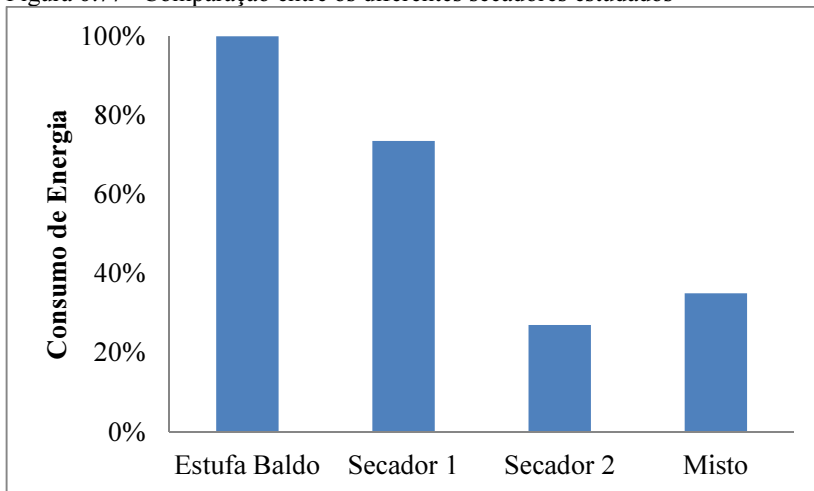
Para visualizar, em termos do consumo total de energia térmica durante o processo de secagem, se apresenta, na tabela 6.13, uma comparação entre todos os secadores estudados neste trabalho.

Tabela 6.13– Resultado da validação

	Energia [kWh]	Tempo [h]
Estufa Baldo	20.399	52
Secador 1	14.999	22,5
Secador 2	5.509	13,5
Misto	7.410	13,9

Considerando-se que a energia consumida pela estufa secadora da Baldo S.A estudada no Capítulo 5 corresponde ao 100% da energia disponível para a secagem de 76,92 kg/h de *Melissa Officinalis*, assim a o secador 1 consumiria o 74% desta energia, o secador 2 o 27% e finalmente o secador misto o 35%, como pode-se observar na Figura 6.77.

Figura 6.77– Comparação entre os diferentes secadores estudados



Em termos do consumo de potência térmica a secador 2 é o mais adequado para realizar a secagem de ervas finas utilizando somente o 27% da energia que é consumida atualmente nas estufas da Baldo S.A., mas como foi apresentado na Figura 6.64, a vazão mássica de renovação de ar necessária para manter a temperatura e umidade relativa do ar constantes durante todo o processo, apresenta valores extremadamente altos durante os primeiros 12 minutos, fazendo que a secagem neste período de tempo praticamente não ocorra. Assim, considerando que em todos os tipos de secadores, o fornecimento da vazão mássica do ar de renovação é a maior limitante da capacidade dos secadores, se deduz que, em termos práticos, uma combinação entre os secadores 1 e 2 com um tempo de transição que dependente do tipo de erva que será seca (secador mixto) é o mais indicado para realizar a secagem de ervas finas, podendo poupar até 65% da energia quando é comparado sistema de secagem da Baldo.

O secador 1 apresenta um ganho energético de 26% quando comparado à estufa da Baldo. Note-se que o formato do secador 1 é o mais utilizado nos processos de secagem atuais. Já o secador 2 apresenta um consumo de energia 63,5% menor que o secador 1. A principal vantagem do secador 2 sobre o secador 1 é principalmente a distribuição altamente uniforme da temperatura e umidade do ar de secagem, características conseguidas com o uso de termossifões em árvore nas paredes internas da câmara de secagem para manter a temperatura da câmara uniforme e de um misturador altamente eficiente, para garantir uma distribuição uniforme da umidade relativa do ar.

.

7. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste estudo foram apresentados os resultados experimentais e teóricos para duas configurações de secadores para ervas finas que podem ser assistidos por termossifões: o secador 1 desenvolvido pelo LABTUCAL, onde o ar de secagem é aquecido num banco de resistências localizadas na horizontal da câmara de secagem, que simulam o comportamento dos termossifões horizontais, e o secador 2 adaptado a partir de um forno de cocção de pães desenvolvido pelo LABTUCAL, com termossifões tipo árvore distribuídos junto às paredes verticais laterais da câmara de secagem.

Como base nos resultados obtidos de forma experimental e analítica, pôde-se: estudar o atual processo de secagem da Baldo S.A., desenvolver um forno de caracterização de processos de secagem de ervas finas e realizar testes neste forno, adaptar um forno de cocção de pães disponível no laboratório e secar erva finas nesse forno e finalmente comparar os diferentes secadores estudados neste trabalho.

Serão apresentados a seguir os principais resultados alcançados neste trabalho:

- Estufa da Baldo S.A
 - O rendimento no sistema fornalha/trocador de calor para a estufa secadora da Baldo S.A., no melhor dos casos, não é superior a 50% aproximadamente.
 - Existe uma não homogeneidade tanto na temperatura como na umidade e velocidade do ar dentro da câmara de secagem.
 - O produto final não apresenta a mesma qualidade ao longo do secador, observa-se uma erva com teor de umidade de 13,3% em um ponto e de 15,6% em outro no mesmo processo de secagem. .
 - A velocidade e distribuição do ar nas bandejas afeta o tempo de equilíbrio higroscópico das ervas e não o conteúdo final de umidade desta.
 - O formato da estufa não é adequado para a capacidade de erva que esta sendo seca.
- Caracterização da secagem de hortelã-comum (*Mentha x Villosa Huds*)
 - O secador experimental projetado e construído pelo LABTUCAL permite caracterizar o processo de secagem de

ervas finas, controlando de forma simples os principais parâmetros que influenciam este processo, ou seja: velocidade, temperatura e umidade relativa do ar.

- O aparelho microondas se apresenta como uma excelente opção para a determinação do teor inicial de água na erva hortelã comum, podendo substituir o método da estufa com um erro médio de 0,43%, o que não influi na precisão dos resultados obtidos.
- O calor líquido de sorção obtido experimentalmente para secagem, considerando um teor de equilíbrio de 10% em base úmida, foi de $q_{st} = 478,51 \text{ kJ/kg}$, o que significa que o calor isotérmico de sorção é $Q_{st} = 2860,21 \text{ kJ/kg}$, considerando que a entalpia de vaporização da água na erva a 50°C é de $\Delta h_{AB} = 2381,7 \text{ kJ/kg}$.
- O tempo de secagem aumenta a medida que a umidade relativa do ar dentro da câmara de secagem é mantida a níveis maiores, tornando-se este aumento mais acelerado para valores da umidade relativa do ar maiores que 40%.
- O tempo total de secagem é praticamente o mesmo para a secagem de ervas a velocidades inferiores a $0,8 \text{ m/s}$, mas para velocidades de escoamento maiores que $0,8 \text{ m/s}$, o impacto no tempo de secagem é notório, chegando a reduzir o tempo de secagem em até 17%, quando a velocidade de escoamento é aumentada de $0,82$ até $1,23 \text{ m/s}$.
- O efeito da não homogeneidade do escoamento do ar no tempo de secagem é mais notório a medida que a velocidade média aumenta. Ou seja, nos casos onde a velocidade média do ar de secagem é menor que $0,8 \text{ m/s}$ o efeito no tempo de secagem será menos evidente em relação nos casos onde a velocidade é maior, mostrando, deste modo, a grande importância do controle deste parâmetro para uma secagem de qualidade.
- O tempo de secagem tem um comportamento linear, diretamente proporcional à relação massa/superfície. Este resultado é de suma importância no projeto final de um secador de ervas finas, já que um aumento da relação massa superfície de 2 até 8 kg/m^2 duplica a quantidade de erva que o secador é capaz de secar mantendo a mesma superfície de bandejas ou esteiras no secador, o que significa um aumento

da produtividade de aproximadamente de 0,91 para 1,83 kg/m²h .

- O aumento do número de bandejas na câmara de secagem de uma para três, mantendo constante a relação massa e superfície em 4 kg/m², gera um aumento da produtividade de 1,18 a 2,14 kg/m²h .
- A presença do talo na erva afeta notoriamente o tempo de secagem da hortelã, reduzindo a produtividade de 1,29 kg/m²h, quando apenas a folha é seca, para 0,73 kg/m²h, quando a folha é seca junto com o talo; isto corresponde a um decréscimo de 43,4% da produção de erva seca por metro quadrado hora de secagem.
- Comparação entre os secadores
 - O principal problema que apresenta o secador 1 é que o ar de secagem é forçado a escoar de baixo para cima através das bandejas de ervas, gerando uma perda na qualidade do ar após passar por cada uma delas, diminuindo a temperatura e aumentando a umidade relativa do ar. Assim, a erva a ser seca nas bandejas inferiores atinge o seu equilíbrio higroscópico com o ar antes que as ervas seca nas bandejas superiores.
 - Os termossifões permitem o uso racional e eficiente da energia, independentemente da fonte a ser utilizada, proporcionando uma secagem limpa das ervas, visto que não ocorre o contato direto dos gases de combustão com a erva, que está sob a influência apenas do o ar aquecido. Esta tecnologia também permite o controle da potência térmica aplicada, assim como a distribuição uniforme da temperatura do ar empregado na câmara de secagem.
 - O principal problema apresentado pelo secador 2, é que a vazão mássica de renovação de ar, necessária para manter a temperatura e umidade relativa do ar constantes durante todo o processo, apresenta valores extremadamente altos durante os primeiros minutos da secagem, praticamente inviabilizando a secagem neste período.
 - A solução ao problema apresentado no secador 2 é realizar uma pré-secagem no secador 1, e transferir a erva para o secador 2, quando a razão de umidade atingir 0,82. Isto significa que o tempo a erva deve permanecer no secador 1 por 42 minutos antes de ser transferida para o secador 2.

- Para a secagem de 76,92 kg/h de *Melissa Officinalis*, considerando que a energia consumida pela estufa secadora da Baldo S.A corresponde a 100% da energia disponível, observa-se que o secador 1 consome 74% de energia, o secador 2, 27% e finalmente o secador misto, 35% do total de energia disponível.
- A principal vantagem do secador 1 sobre o secador 2 reside principalmente na distribuição altamente uniforme da temperatura e do ar de secagem. A temperatura uniforme é obtida pela presença de termossifões em árvore instalados próximos às paredes laterais verticais internas da câmara de secagem e a umidade uniforme pela ação de um misturador altamente eficiente.
- Uma combinação entre os secadores 1 e 2, com um tempo de transição das ervas entre secadores, que dependente do tipo de erva que será seca, é o processo mais indicado para realizar a secagem de ervas finas, que pode poupar até 65% da energia, quando comparado ao sistema de secagem da Baldo.

Como sugestões para os trabalhos futuros, recomenda-se investir no desenvolvimento de secadores assistidos com a tecnologia de termossifões, concentrando esforços nos seguintes tópicos:

- Aplicação dos modelos matemáticos desenvolvidos neste trabalho para os secadores de esteira.
- Simulação numérica do comportamento da distribuição de temperatura e umidade relativa do ar na câmara de secagem, para secadores contínuos de grande produção.
- Implementação da tecnologia de termossifões em circuitos (loop thermosyphon – LTS) na recuperação de calor para o processo de pré-secagem.

REFERÊNCIAS

- ALBERTAZZI, Armando; SOUSA, André de. **Fundamentos de Metrologia científica e industrial**. Barueri, Sp: Editora Manole, 2008. 407 p.
- ALONSO, L; PARK, J. Métodos de seleção de secadores. **Ciência, Tecnol. Alimentos**, 208-216p, Campinas, abr.-jun. 2005.
- ALONSO, L.F.T. **Algoritmos de seleção e dimensionamento de secadores**. 2001. 204 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas Unicamp, Campinas-sp, 2001.
- AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL AND BIOLOGICAL ENGINEERS. **S358.2**: Moisture Measurement-Forages. 2003.
- ARGYROPOULOS, Dimitrios et al. Moisture sorption isotherms and isosteric heat of sorption of leaves and stems of lemon balm (*Melissa officinalis* L.) established by dynamic vapor sorption. **Lwt - Food Science And Technology**, Stuttgart Germany, v. 47, p.324-331, 2012.
- ARGYROPOULOS, Dimitrios; ALEX, Rainer; MÜLLER, Joachim. Equilibrium moisture contents of a medicinal herb (*Melissa officinalis*) and a medicinal mushroom (*Lentinula edodes*) determined by dynamic vapour sorption. **Procedia Food Science: 11th International Congress on Engineering and Food**, Stuttgart Germany, 1, p.165-172, 2011.
- ARGYROPOULOS, Dimitrios; MÜLLER, Joachim. Effect of convective drying on quality of lemon balm (*Melissa officinalis*). **Procedia Food Science: 11th International Congress on Engineering and Food**, Stuttgart Germany, 1, p.1932-1939, 2011.
- BATISTA, J; THADEU, H. O “Estéreo”. **Emendabis Mensvram Silvarvm** , n.2, 1-18p., outubro 2006.
- BARBOSA, Fabrício da Fonseca et al. Evaluation of mathematical models for prediction of thin-layer drying of brazilian Lemom-Scented verbena leaves (*Lippia alba* (MILL) N.E. BROWN). **Revista**

Brasileira de Produtos Agroindustriais, Campina Grande, v. 9, n. 1, p.71-80, 2007.

BEJAN, Adrian. **Convection Heat Transfer**. Canada: John Wiley and Sons, 3. Ed., Inc. 2004

BAKER, C., Dryer selection. **Industrial Drying of Foods**. Londres: Chapman & Hall, 1997. p 242-271.

CALLEN, Herbert B.. **Thermodynamics and introduction to thermostatics**. 2. ed. New York: John Wiley And Sons, Inc., 1985.

CASTRO, Evandro de; LOURENÇO, Lauri; COELHO, Rosana. Influência do processo de secagem na qualidade de plantas finas-Revisão. **Revista Engenharia na Agricultura**, v. 12, n. 4, p.307-315, 2004.

CORRÊA, Paulo César et al. Modelo matemático para representação da higroscopicidade de plantas finas. **Revista Brasileira de Armazenamento**, Viçosa, v. 27, n. 1, p.08-15, 2002.

CORAZZA, Fernanda; NEITZEL, Ivo; SILVA, Edson da. Modelagem de secador do tipo esteira: uma aplicação industrial. **Acta Scientiarum Technology**, Maringá, Brasil, v. 25, n. 3, p.133-140, 2003.

CREMASCO, Marco Aurélio. **Fundamentos de transferência de massa**. 2. ed. Campinas-sp: Editora da Unicamp, 2002.

ÇENGEL Yunus, **Termodinâmica**. 6. Ed. México: Mc Graw Hill, 2009, 731-755p.

DUSSADEE, Nathawuth; KIATSIRIROAT, Tanongkiat. Performance analysis and economic evaluation of thermosyphon paddy bulk storage. **Applied Thermal Engineering**, Thailand, v. 24, p.401-414, 2004.

DOSSAT Roy, **Principios de Refrigeración**, 21. ed. México: Compañía Editorial Continental, 2001, 79-108p.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J.. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.a., 2006. 797 p.

GÜÉMEZ, J. et al. **Fundamentos da termodinâmica de equilíbrio**. Alemanha: Fundação Calouste Gulbenkian, 2005.

HEBBAR, Umesh; VISHWANATHAN, K. H.; RAMESH, M. N.. Development of combined infrared and hot air dryer for vegetables. **Journal Of Food Engineering**, Mysore, India, v. 65, p.557-563, 2004.

HOLOWATY, Santiago; RAMALLO, Laura; SCHMALKO, Miguel. Intermittent drying simulation in deep bed dryer of yerba maté. **Journal Of Food Engineering**, Posadas, Argentina, v. 111, p.110-114, 2012.

INCROPERA, Frank P; DEWITT, David P., **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro : John Wiley and Sons, 3. Ed., Inc. 2004.

KEMP IC, Progress in dryer selection techniques. **11th International Drying Symposium Drying'98**, Halkidiki –reece, Vol.A, August 19-22, pp.668-575, 1998.

KIRANOUDIS, C.t. et al. Design and operational performance of conveyor belt drying structures. **Chemical Engineering Journal**, Athens, Greece, v. 69, p.27-38, 1998.

KONDEPUDI, Dilip; PRIGOGINE, Ilya. **Modern Thermodynamics**. New York: John Wiley And Sons, Inc., 2005.

LÓPEZ, A. et al. **Modelización de la cinética de secado de patata cortada en láminas**. Departamento de Ingeniería de Alimentos. Universidad Pública de Navarra, Campus Arrosadía, España, Navarra 1995.

LOURENÇO, Lauri et al. Influência da temperatura do ar de secagem no rendimento do óleo essencial de Hortelã-Comum (*Menta x villosa* Huds). **Revista Engenharia na Agricultura**, v. 14, n. 4, p.250-257, 2006.

MANTELLI, M. Apostila: **Introdução a termossifões e suas aplicações**, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, 2010

MANTELLI, M. et al. [1] **Tecnologia de termossifões aplicada a trocadores de calor de alta temperatura**. 1º Seminário da Rede gás e energia, 2006, Rio de Janeiro, 2006.

MANTELLI, M. et al. [2] **Termossifões em árvore aplicados a fornos e cocção de pães: Maior eficiência energética**. 1º Seminário da Rede gás e energia, 2006, Rio de Janeiro, 2006.

MARTINAZZO, A. et al. Análise e descrição matemática da cinética de secagem de folhas d campim- limão. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v.11, n.3, 301-306p., 2007.

MCCABE, Warren L.; SMITH, Julian C.; HARRIOTT, Peter. **Operaciones unitarias en ingeniería química**. 7. ed. Ciudad de México: Mcgraw-hill Interamericana, 2007. 1189 p.

MEENA, P.; RITTIDECH, S.; POOMSA-AD, N.. Closed-loop oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CVs) air-pre-heater for reducing relative humidity in drying systems. **Applied Energy**, Thailand, v. 84, p.363-373, 2007.

MILANEZ, Fernando; MANTELLI, Marcia. A new methodology for measuring heat transfer coefficients application to thermosyphon heated enclosures. **13th International Heat Pipe Conference (IHPC)**, Shangai, China, set. 2004.

MORAIS, Lilia Salgado. Influência dos fatores abióticos na composição química dos óleos essenciais. **Revista Horticultura Brasileira**, v.27, n.2, 2009.

MUJUMDAR, A.S. **Handbook of Industrial Drying**. New York, Dekker, M, 3. Ed., Inc. 2006.

MÜLLER, Joachim; HEINDL, Albert. Drying of medicinal plants. **Medicinal And Aromatic Plants**, Springer, p.237-252, 2006.

PACHECO, Martendal, et al. Influência da Temperatura de secagem na composição química e rendimento dos óleos essenciais obtidos de plantas aromáticas. **Anais do II ENDICT-Encontro de divulgação científica e tecnológica** UTFPR, 2011.

PARAMETTHANUWAT, T.; RITTIDECH, S.; BOODDACHAN, K.. Thermosyphon installation for energy thrift in a smoked fish sausage oven (TISO). **Energy**, Thailand, v.35, p.2836-2842, 2010.

PARK, Kil Jin; VOHNIKOVA, Zdenka; BROD, Fernando Pedro Reis. Evaluation of drying parameters and desorption isotherms of garden mint leaves (*Mentha crispa* L.). **Journal Of Food Enginnering**, Campinas, Sp, Brazil, v. 1, n. 51, p.193-199, 2002.

PARK, Kil Jin et al. **Conceitos de processo de equipamentos de secagem**. Campinas: Unicap, 2007.

PARK, Kil Jim Brandini et al. Considerações Termodinâmicas das Isotermas: REVIEW. **Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais**, Campina Grande, v. 10, n. 1, p.83-94, 2008.

PRAUSNITZ, John M. et al. **Termodinámica molecular de los equilibrios de fase**. 3. ed. Madrid: Prenticel Hall, 2000.

RATTI, C., & Mujumdar, A. . Infrared drying. **Handbook of Industrial Drying**. 423 -437 p.,2006

RITTIDECH, S.; DANGETON, W.; SOPONRONNARIT, S.. Closed-ended oscillating heat-pipe (CEOHP) air-preheater for energy thrift in a dryer. **Applied Energy**, Thailand, v.81, p.198-208, 2005.

ROCHA, Ronicely Pereira; MELO, Evandro de Castro; RADUNZ, Lauri Lourenço. Determination of Moisture content from guaco with mirowave oven. **Engenharia na Agricultura**, Viçosa - Mg, v. 19, n. 6, p.503-509, dez. 2011.

RONICELY P. et al. Cinética del secado de tomillo. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v.16, n.6, 675-683p., 2012.

RUIZ-LÓPEZ, C.e. et al. Mathematical modeling and simulation of batch drying of foods in fixed beds with airflow reversal. **Journal Of Food Engineering**, Tuxtepec, México, v. 89, p.310-318, 2008.

SANGIAMSUK, S. et al. Design and construction of an oven for drying palm bunch using glycerin as fuel together with using closed-loop oscillating heat-pipe eith check valves (CLOHP/CV) heat exchanger for waste heat recovery. **Journal Of Scientific And Industrial Research**, Thailand, v. 71, p.138-143, fev. 2012.

SANTOS, Calila Teixeira et al. Cinética e modelagem da secagem de carambola (Averrhoa carambola L.) em secador de bandeja. **Acta Scientiarum Technology**, Maringá, v. 32, n. 3, p.309-313, 2010.

SANTOS, Bianca; MANTELLI, Marcia. Determination of thermal condition of pizza's baking process. **20th International Congress of Mechanical Engineering (COBEM)**, Gramado, RS, Brazil, November, 2009.

SILVA, A.K.; MANTELLI, M.B.H.. Thermal applicability of two-phase thermosyphons in cooking chambers-experimental and theoretical analysis. **Applied Thermal Engineering**, Florianópolis-Brasil, p.717-733, 24, 2004.

SIMÕES-MOREIRA, J. R.. **Fundamentos e Aplicações da Psicrometria**. 1. ed. São Paulo, SP: RPA Editorial Ltda., 1999. v. 1. 194 p.

SOYSAL, Y.; ÖZTEKIN, S.. Equilibrium moisture content equations for some medicinal and aromatic plants: RESEARCH NOTE. **J. Agric. Engng Res.**, Turkey, v. 74, p.317-324, 1999.

WANNAPAKHE, S. et al. Hot air with closed - Loop Oscillating Heat Pipe with check valves for reducing energy in drying process. **Procedia Engineering**, Thailand, v. 32, p.77-82, 2012.

ANEXO A – ANÁLISE DE INCERTEZAS

Segundo Albertazzi e Souza (2008) o erro das medições está presente toda vez que o comportamento real de um sistema se afasta do ideal. Assim para estimar corretamente o resultado da medição, é necessário avaliar todas as possíveis fontes de incerteza de seu processo, quantificar as influências sobre seu resultado e combiná-las.

Nesta seção serão detalhados os procedimentos que levam à estimação dos resultados das medições realizados neste trabalho. O resultado da medição é composto por um valor central, o resultado base, e de uma faixa que quantifica a incerteza de medição, associada a um determinado nível de confiança.

A.1- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DA VELOCIDADE DE ESCOAMENTO MEDIDA COM O TUBO DE PITOT

Para a estimação da incerteza das velocidades de escoamento do ar estudadas nas seções 3.1.5 para o caso do secador 1 e 3.2.4 no caso do secador, foram feitas 10 medições para cada um dos pontos apresentados na Figura 3.46 e para cada frequência de giro estudada. O resultado da medição para cada um dos pontos estudado foi estimado através da seguinte equação:

$$V_j = \bar{V}_j \pm \frac{u_j(V)t}{\sqrt{n}}, \quad (A1)$$

onde \bar{V} é a média de todas as medições obtidas com o equipamento de medição para cada um dos 6 ponto de estudo da Figura 3.46 ($j=1, 2, \dots, 6$), n é o número de medições realizadas para cada ponto de estudo, neste caso $n=10$, t é o coeficiente t de Student para $\nu = n - 1$ graus de liberdade e considerado em todos os casos uma probabilidade de 95,45%, e $u(V)$ corresponde à incerteza-padrão, que pode ser estimada da seguinte forma:

$$u(V) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n=10} (V_i - \bar{V})^2}{n-1}}, \quad (A2)$$

onde V_i é a i -ésima medição da velocidade obtida no ponto de estudo.

Como foi mencionado na secção 3.1.5 a velocidade média de escoamento no duto onde foi instalado o tubo de Pitot, corresponde á média aritmética das velocidades obtidas em cada um dos pontos da Figura 3.46, assim a média da velocidade para cada número de revoluções pode ser determinada com segui:

$$\bar{V}_d = \frac{\bar{V}_1 + \bar{V}_2 + \dots + \bar{V}_6}{6}, \quad (\text{A3})$$

De acordo com Albertazzi e Souza (2008) a máxima incerteza possível quando medições não correlacionadas de diversas grandezas de entrada são combinadas por uma função matemática continua e derivável pode ser determinada através de uma expressão geral. Seja G indiretamente determinada pela função:

$$G = f(Y_1, Y_2, \dots, Y_n), \quad (\text{A4})$$

onde G é a grandeza a ser determinada pela medição indireta, f é a função matemática continua e derivável e Y_i correspondente á i -ésima grandeza de entrada que está sendo combinada. Assim a incerteza combinada da grandeza G pode ser definida como:

$$u^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial Y_1} u(Y_1) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial Y_2} u(Y_2) \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial Y_n} u(Y_n) \right)^2, \quad (\text{A5})$$

onde $u^2(G)$ representa o quadrado da incerteza combinada da grandeza a ser determinada por medição indireta, f é a função matemática contínua e derivável que relaciona G com as grandezas de entrada, $\partial f / \partial Y_i$ corresponde á derivada parcial de f em relação á grandeza de entrada Y_i . Também denominado de coeficiente de sensibilidade associado á grandeza de entrada Y_i , $u(Y_i)$ é a incerteza-padrão de i -ésima grandeza que está sendo combinada.

O número de graus de liberdade efetivos deve ser calculado a partir dos valores do número de incerteza-padrão de cada fonte de incerteza pela equação de Welch-Satterthwaite (ALBERTAZZI; SOUZA, 2008).

$$\frac{u^4(G)}{v_{ef}} = \frac{u^4(Y_1)}{v_1} + \frac{u^4(Y_2)}{v_2} + \dots + \frac{u^4(Y_n)}{v_n}, \quad (A6)$$

onde v_{ef} representa o número de graus de liberdades efetivos, v_i é o número de graus de liberdade da i -ésima fonte de incerteza.

Define-se a incerteza expandida do processo de medição à quantidade equivalente à repetitividade da ação combinada de todas as fontes de incerteza, assim o resultado da medição indireta pode ser estimada da seguinte forma:

$$G = \bar{G} \pm u(G)t, \quad (A7)$$

onde t representa ao coeficiente t de Student correspondente ao número de graus de liberdade efetivos e a 95% de probabilidade.

Desta forma considerando a equação A3 como a função matemática contínua e derivável que relaciona a velocidade média de escoamento no duto onde foi instalado o tubo de Pitot (\bar{V}_d), com as velocidades médias de todas as medições obtidas com o equipamento de medição para cada um dos 6 ponto de estudo da Figura 3.46 (\bar{V}). Onde a incerteza combinada pode ser estimada da seguinte forma:

$$u^2(\bar{V}_d) = \frac{u^2(\bar{V}_1) + u^2(\bar{V}_2) + \dots + u^2(\bar{V}_6)}{36}, \quad (A8)$$

onde \bar{V}_i é a i -ésima medição da velocidade obtida no ponto de estudo. Os resultados das medições da velocidade são apresentadas na tabela 3.10 para o caso do secador 1 e na secção 3.2.4 no caso do secador 2.

A.2- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DA VELOCIDADE DE ESCOAMENTO NA CÂMARA DE SECAGEM DO SECADOR 1

A velocidade de escoamento na câmara de secagem do secador 1 (\bar{V}_c), foi determinada através dos resultados obtidos da velocidade de escoamento no duto onde foi instalado o tubo de Pitot (\bar{V}_d), por meio da equação 3.18. Assim a incerteza combinada para a velocidade de escoamento na câmara de secagem do secador 1 pode ser estimada da seguinte forma:

$$u(\bar{V}_c) = \frac{A_d}{A_c} u(\bar{V}_d), \quad (\text{A9})$$

onde A_d e A_c correspondem à área transversal do duto onde foi montado o tubo de Pitot, e da câmara de secagem respectivamente. Os resultados das medições da velocidade são apresentados na tabela 3.10.

A.3- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DA VAZÃO MÁSSICA DE AR QUE ESCOA NO SISTEMA

A função matemática usada para a determinação da vazão mássica de ar que escoar no sistema durante o processo de secagem, é:

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} \frac{\pi d^2}{4} \bar{V}_d, \quad (\text{A10})$$

onde ρ_{ar} é a densidade do ar, e d corresponde ao diâmetro do duto onde o tubo de Pitot foi instalado, em ambos os casos os erros destas variáveis são desprezados, assim a incerteza-padrão para a vazão mássica de ar pode ser estimada como:

$$u(\dot{m}_{ar}) = \rho_{ar} \frac{\pi d^2}{4} u(\bar{V}_d), \quad (\text{A11})$$

Os resultados das medições indiretas da vazão mássica de ar no secador 1 e 2 são apresentados nas secções 3.1.2 e 3.2.4 respectivamente.

A.4- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

A equação 3.34 apresentada na secção 3.1.2 representa a função matemática utilizada para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção de forma experimental. A incerteza-padrão associada a esta equação pode ser estimada através da seguinte equação:

$$\begin{aligned}
u^2(\bar{h}_{conv}) = & \left[\frac{(1 - X_{in})(h_{out} - h_{in})}{A_s \Delta T_{ml}} u(\dot{m}_{ar}) \right]^2 + \\
& + \left[\frac{\dot{m}_{ar}(h_{out} - h_{in})}{A_s \Delta T_{ml}} u(X_{in}) \right]^2 + \left[\frac{\dot{m}_{ar}(1 - X_{in})}{A_s \Delta T_{ml}} u(h_{out}) \right]^2 + \\
& + \left[\frac{\dot{m}_{ar}(1 - X_{in})}{A_s \Delta T_{ml}} u(h_{in}) \right]^2 + \left[\frac{\dot{m}_{ar}(1 - X_{in})(h_{out} - h_{in})}{A_s \Delta T_{ml}^2} u(\Delta T_{ml}) \right]^2.
\end{aligned} \tag{A12}$$

onde $u(X_{in})$ é o erro associado á fração mássica de vapor de água no ar de secagem, a qual é considerado igual ao erro da umidade relativa do ar fornecido pelo sensor de umidade da Figura 3.7 ($\pm 2\%$ do valor médio), $u(h_{in})$, $u(h_{out})$ e $u(\Delta T_{ml})$ são as incertezas –padrões das entalpias específicas de entrada e saída, e da temperatura média logarítmica, as quais podem ser determinadas através das seguintes equações respectivamente:

$$u(h_{in}) = c_p u(T_{in}) \tag{A13}$$

$$u(h_{out}) = c_p u(T_{out}) \tag{A14}$$

$$\begin{aligned}
u^2(\Delta T_{ml}) = & \left[\frac{\left(\frac{T_{out} - T_{in}}{T_{out} - T_s} \right) + \ln \left(\frac{T_{in} - T_s}{T_{out} - T_s} \right)}{\ln^2 \left(\frac{T_{in} - T_s}{T_{out} - T_s} \right)} u(T_{out}) \right]^2 + \\
& + \left[\frac{\left(\frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_s} \right) - \ln \left(\frac{T_{in} - T_s}{T_{out} - T_s} \right)}{\ln^2 \left(\frac{T_{in} - T_s}{T_{out} - T_s} \right)} u(T_{in}) \right]^2 + \\
& + \left[- \frac{(T_{in} - T_{out})^2}{(T_{in} - T_s)(T_s - T_{out}) \ln^2 \left(\frac{T_{in} - T_s}{T_{out} - T_s} \right)} u(T_s) \right]^2
\end{aligned} \tag{A15}$$

onde cp é o valor do calor específico a pressão constante, $u(T_{in})$, $u(T_{out})$ e $u(T_s)$ são os erros associados aos termopares tipo K utilizados para medir as temperaturas na entrada, saída e das resistências do sistema de aquecimento. Segundo Güths e Paulo o limite típico de erro padrão para este tipo de termopares de acordo com a norma ASTM-E 230/77 é de $\pm 2,2$ °C.

Os resultados da medição indireta do coeficiente de transferência de calor por convecção são apresentados em forma de porcentagem na tabela 3.1 da secção 3.1.2.

A.5- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DA VELOCIDADE DE ESCOAMENTO NA CÂMARA DE SECAGEM DO SECADOR 1 OBTIDA ATRAVÉS DA EQUAÇÃO 3.16

A incerteza-padrão obtida para a velocidade de escoamento na câmara de secagem do secador 1 obtida através da equação 3.16, pode ser estimada da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
u^2(U_i) = & \left[\frac{A_s \Delta T_{ml}}{\rho_{ar} A_b (1 - X_{in})(h_{out} - h_{in})} u(\bar{h}_{conv}) \right]^2 + \\
& + \left[\frac{A_s \bar{h}_{conv}}{\rho_{ar} A_b (1 - X_{in})(h_{out} - h_{in})} u(\Delta T_{ml}) \right]^2 + \\
& + \left[\frac{A_s \bar{h}_{conv} \Delta T_{ml}}{\rho_{ar} A_b (1 - X_{in})^2 (h_{out} - h_{in})} u(X_{in}) \right]^2 + \\
& + \left[\frac{A_s \bar{h}_{conv} \Delta T_{ml}}{\rho_{ar} A_b (1 - X_{in})(h_{out} - h_{in})^2} u(h_{out}) \right]^2 + \\
& + \left[\frac{A_s \bar{h}_{conv} \Delta T_{ml}}{\rho_{ar} A_b (1 - X_{in})(h_{out} - h_{in})^2} u(h_{in}) \right]^2
\end{aligned} \tag{A16}$$

Os resultados obtidos para o erro experimental da velocidade de escoamento na câmara de secagem são apresentados nas tabelas 3.5, 3.6 e 3.7 da secção 3.1.3.

A.6- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DA PORCENTAGEM DE RENOVAÇÃO DE AR

A percentagem de renovação de ar foi definida na equação 3.17, como a vazão mássica de ar na saída e a vazão mássica total de ar que circula pelo sistema. A incerteza-padrão para esta grandeza pode ser estimada da seguinte maneira:

$$u(\tau_{ar}) = \left[\frac{1}{\dot{m}_{ar}} u(\dot{m}_0) \right]^2 + \left[\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{ar}^2} u(\dot{m}_{ar}) \right]^2, \tag{A17}$$

onde $u(\dot{m}_0)$ é a incerteza-padrão da vazão mássica de ar na saída do secador 1, a qual pode ser estimada usando a mesma metodologia utilizada para a determinação da incerteza-padrão $u(\dot{m}_{ar})$ da secção A.3. Os resultados da medição indireta da percentagem de renovação de ar, são apresentados na tabela 3.9 da secção 3.14.

A.7- ESTIMATIVA DA INCERTEZA DO TEOR DE UMIDADE EM EQUILÍBRIO E A RAZÃO DE UMIDADE

Ao erros associados aos experimentos realizados para a determinação do teor de umidade em equilíbrio higroscópico e da razão de umidade na erva, foram determinados utilizando a mesma metodologia apresentada na secção A.1, especificamente utilizando as equações A.1 e A.2. Para o caso do teor de umidade em equilíbrio higroscópico foram realizadas três repetições dos testes, considerando uma probabilidade de 95,45%, o valor de t de Student para 2 graus de liberdade é de $t=4,527$. No caso da razão de umidade foram realizados dois testes para cada um dos casos estudados o que significa 1 grau de liberdade com um t de Student de $t=13,968$ para a mesma probabilidade de 95,45%.

Os resultados para o teor de umidade da erva em equilíbrio higroscópico com o ar de secagem são apresentados na tabela 6.3 da secção 6.2, e os resultados da razão de umidade da erva são apresentados nas tabelas 6.9, 6.10 e 6.11 da secção 6.4.